

C. BACH

ÉLÉMENTS DES MACHINES

LEUR

CALCUL ET LEUR CONSTRUCTION

TEXTE

PARIS

CH. BÉRANGER EDITEUR



* S36A:200992 *

Bibliothek
der Technischen Hochschule
Karl-Marx-Stadt
Zweigstelle

ÉLÉMENTS DES MACHINES

LEUR

CALCUL ET LEUR CONSTRUCTION

ÉLÉMENTS DES MACHINES

LEUR

CALCUL ET LEUR CONSTRUCTION

ÉLASTICITÉ ET RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX.
PROCÉDÉS D'ASSEMBLAGE DES ORGANES DE MACHINES.
ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR LA TRANSMISSION DU MOUVEMENT DE ROTATION
D'UN ARBRE A UN AUTRE. ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR MOUVEMENT RECTILIGNE.
ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR TRANSFORMATION DE MOUVEMENT RECTILIGNE
EN MOUVEMENT DE ROTATION ET RÉCIPROQUEMENT. ÉLÉMENTS DE
MACHINES DESTINÉS A RECEVOIR OU A TRANSPORTER
DES FLUIDES.

PAR

C. BACH

DIRECTEUR DES BATIMENTS DU ROYAUME DE WURTEMBERG.
PROFESSEUR DE CONSTRUCTION DE MACHINES A L'ÉCOLE TECHNIQUE SUPÉRIEURE
DU ROYAUME DE WURTEMBERG

TRADUIT SUR LA SEPTIÈME ÉDITION ALLEMANDE

PAR

L. DESMAREST

MEMBRE DE LA SOCIÉTÉ DES INGÉNIEURS CIVILS DE FRANCE
DIRECTEUR DES PAPETERIES, G. MAILLET, A THIERS (PUY-DE-DÔME)

Avec un atlas de 54 planches et 580 figures dans le texte
Taf. Bild.

PARIS

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, CH. BÉRANGER, ÉDITEUR

Successeur de BAUDRY & Cie

15, RUE DES SAINTS-PÈRES

Même Maison à Liège, rue de la Régence, 21

1901



S 36 a 200992

~~784~~

621.81

*Maschinenelemente,
Berechnung und Konstruktion - 1. Teil
Bd. 1. Teil.*

PRÉFACE DE LA PREMIÈRE ÉDITION

En étudiant les expériences de Wöhler, qui depuis quelques années ont exercé une influence si prééminente sur la littérature technique relative aux ponts en fer, au point de vue de la relation qui existe entre les résultats de ces expériences et les charges admissibles sur lesquelles l'ingénieur-mécanicien doit baser ses calculs de résistance, j'ai trouvé que les charges admissibles arrivées avec le temps à constituer un nombre extrêmement considérable de données expérimentales, assez souvent dépourvues de concordance, confirment, pour une part assez importante, les rapports existant, d'après Wohler, entre les diverses charges de rupture (3 : 2 : 1 pour le fer forgé)¹. Cet intéressant résultat a fourni un nouveau point de vue permettant de tenir compte d'un besoin qui se faisait fortement sentir : celui de mieux ordonner qu'on n'avait pu le faire jusqu'alors, la grande quantité des charges admissibles. J'ai abordé ce travail dans le livre que je présente à mes lecteurs, avec l'intention de fournir aux personnes qui étudient l'art de l'ingénieur, ainsi qu'à mes jeunes

¹ Les efforts admissibles, pour les cas principaux dans lesquels les matériaux sont soumis à une charge (traction, pression, flexion), ont été alors fixés, conformément aux expériences de l'auteur, à 900, 600, 300 kg/cmq, pour le fer forgé ordinaire, et à 1200, 800, 400 kg/cmq pour le fer forgé de qualité supérieure (fer corroyé, fer fondu), avec faculté de choisir, pour les nécessités intermédiaires, des valeurs correspondant aux efforts limites. Les nouvelles prescriptions françaises pour la construction et l'entretien des ponts en fer prennent les mêmes valeurs comme base, puisqu'elles permettent de calculer les efforts admissibles d'après les règles suivantes :

1° Si l'effort subi par la barre considérée sous la charge a constamment le même signe, c'est-à-dire si la matière subit une extension ou une compression, l'on prendra :

$$\text{avec le fer corroyé } 600 + 300 \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}, \text{ avec le fer fondu } 800 + 400 \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}},$$

dans cette formule τ_{min} et τ_{max} désignent le plus petit et le plus grand effort à considérer.

2° Si la barre est alternativement soumise à l'extension et à la pression, il faudra prendre :

$$\text{avec le fer corroyé } 600 - 300 \frac{\tau}{\tau_{max}}, \text{ avec le fer fondu } 800 - 400 \frac{\tau}{\tau_{max}},$$

formules dans lesquelles l'expression τ_{max} désigne la valeur absolue du plus grand effort (indépendamment du signe) et τ la valeur absolue du plus grand effort avec des signes contraires.

On a ainsi, conformément à la règle de l'article 1 et pour les genres de charge a et b (voir p. 38 et 39) :

$$\begin{array}{lll} \text{pour } \tau_{min} = \tau_{max} \text{ avec } a, & \text{l'effort admissible de } 900 \text{ à } 1200 \text{ kg/cmq,} \\ \text{» } \tau_{min} = 0, & \text{» } b, & \text{» } 600 \text{ à } 800 \text{ » ,} \end{array}$$

d'autre part, la règle 2 donne, avec les genres de charge b et c :

$$\begin{array}{lll} \text{pour } \tau = 0, & \text{avec } b, \text{ l'effort admissible de } 600 \text{ à } 800 \text{ kg/cmq,} \\ \text{» } \tau = \tau_{max}, & \text{» } c, & \text{» } 300 \text{ à } 400 \text{ » .} \end{array}$$

confrères, en mettant à découvert une source où ils pourront puiser, avec plus de sûreté que naguère, les données expérimentales de leurs calculs de dimensions, ce qui facilitera leurs travaux dont le domaine grandit chaque jour. J'avais d'ailleurs, en même temps, conscience de l'impossibilité que l'on éprouverait à vouloir renfermer dans un ou plusieurs nombres, comme dans un lit de Procuste, les innombrables quantités, souvent variables, d'une localité à l'autre, de considérations techniques, commerciales et généralement dépendantes de la nature humaine, auxquelles l'ingénieur-mécanicien doit sans cesse avoir égard dans ses travaux, et dont l'observation attentive est précisément la caractéristique du véritable constructeur.

Le but que je me proposais impliquait la nécessité d'apporter aux changements de forme une attention particulière. En effet lorsque les mesures sont déterminées par une flexion transversale, une torsion, etc., tout au plus admissible, un calcul exécuté d'après la charge admissible, dans le sens général du mot, cesse généralement d'être exact. Cette charge, en effet, est alors elle-même une fonction de la forme et de la grandeur du corps considéré (voir, par exemple, le calcul de la glissière de manivelle, pages 590 à 592 de la présente traduction).

On a aussi soutenu (et avec succès, je crois), que l'emploi étendu du calcul, de la part de l'ingénieur suppose une simplicité aussi grande que possible de l'appareil de calcul. On a aussi renoncé, pour ce motif, à l'admission de formules donnant la charge admissible en fonction des efforts limites. Pour des constructions simples et exigeant beaucoup de matériaux, comme les ponts par exemple, ces formules sont tout à fait à leur place. Pour les éléments de la construction des machines, elles me semblent être comme le Mieux, qui est l'ennemi du Bien.

Pour une raison analogue j'ai cru également devoir renoncer à l'emploi de la statique graphique. Une personne familiarisée avec elle ne manquera pas de reconnaître les cas, peu nombreux d'ailleurs dans cet ouvrage, où son emploi peut être avantageux. Aux autres lecteurs il aurait fallu d'abord enseigner les principes les plus importants de la graphostatique.

Les pressions sur les surfaces de contact de parties glissant l'une sur l'autre, ainsi que la transformation en chaleur d'une partie du travail de frottement dépensé dans ce cas, ont été considérées avec l'attention qui leur est due.

Je me suis, en outre, imposé la tâche de contribuer, dans la mesure du possible, à écarter la méthode des nombres proportionnels à la base, encore assez répandue dans les ouvrages techniques. Cette méthode conduit les débutants à travailler mécaniquement et n'est en réalité, comme le sait tout ingénieur habitué à exécuter des projets, nullement pratique. La détermination des dimensions résulte toujours directement des forces mises en jeu, tout en répondant aux conditions d'établissement, de transport, de montage et d'usure.

Le nombre important d'exemples contenus dans ce livre et pris, pour la plupart, dans les travaux que j'ai moi-même exécutés, ne sert pas seulement à réaliser les vues exposées plus haut ; il a aussi pour but de faciliter ou de compléter la compréhension de l'ensemble et doit, en outre, montrer comment il faut procéder à l'exécution d'un projet. Sachant par expérience tout ce que le chemin de l'étude présente d'obstacles, j'ai voulu l'aplanir et le rendre plus facile, en publiant ces exemples.

Pour ce qui concerne l'exécution des éléments de machines, je n'ai donné, le plus souvent, que les indications strictement nécessaires ; premièrement, parce que ces explications sont du domaine de la technologie ; secondement, parce que cette question a été supérieurement traitée (dans les ouvrages de Reiche, par exemple) et qu'il m'a paru indiqué de

modérer l'étendue de ce volume ; troisièmement, et ceci est pour moi le motif principal, parce que l'étude, profitable au point de vue de l'industrie, de la construction des machines par un jeune mécanicien suppose, autant que possible, que ce jeune homme a, par devers lui, une pratique effective de deux ans dans un atelier ¹, pratique à laquelle l'école ne peut jamais suppléer suffisamment, quelques efforts que l'on fasse. L'école commet, à mon avis, une grande faute, en voulant enseigner ce que l'atelier enseigne beaucoup plus efficacement et ce qui ne peut souvent être enseigné d'une façon compréhensible qu'à des hommes faits. Elle commet une nouvelle erreur en n'exigeant pas que l'étude théorique soit précédée d'exercices pratiques. Qui songerait à former un futur officier en l'envoyant d'abord dans une école de guerre, pendant quelques années, pour le faire passer ensuite aux études pratiques, c'est-à-dire à lui enseigner la stratégie avant de l'avoir fait participer aux premières manœuvres ?

Je recommande cet ouvrage tant en ce qu'il offre de particulier que dans son ensemble, à la bienveillante appréciation de mes confrères.

Stuttgart, octobre 1880.

PRÉFACE DE LA DEUXIÈME ÉDITION

Pour cette nouvelle édition de mon livre, publiée en deux livraisons, dont la première, terminée en juin 1891, allait jusqu'à la page 379, et dont la seconde a été achevée en 1892,

¹ A ce point de vue, il est intéressant de suivre l'augmentation de valeur graduellement attribuée au temps de stage à l'atelier :

Les ordonnances du Royaume de Prusse pour l'examen d'ingénieur-mécanicien, en date du 27 juin 1876, n'exigeaient de ceux qui, à la fin de leurs études, voulaient subir le premier examen officiel, aucun certificat de stage effectif dans un atelier ; c'est seulement à ceux qui se présentaient au second examen officiel que l'on demandait un certificat de deux ans de pratique, dont six mois au moins devaient avoir été employés à travailler dans un atelier.

L'ordonnance souveraine du Grand-Duché de Bade, en date du 21 mars 1878, et relative à l'examen officiel des ingénieurs-mécaniciens, n'exige le stage à l'atelier comme condition d'admission, ni pour l'épreuve préalable ni pour l'examen définitif.

Pendant les délibérations commencées en 1879 au sujet de l'introduction en Wurtemberg d'examens officiels pour les ingénieurs-mécaniciens, l'auteur, en qualité de membre de la Commission nommée à cette occasion, proposa d'exiger, comme condition d'aptitude au premier examen « un stage effectif d'un an au moins dans un atelier ». Les réglemens établis par ordonnance du roi de Wurtemberg, datée du 23 mai 1883, contiennent cette condition qui a aussi été admise dans le règlement des examens pour le diplôme d'ingénieur-mécanicien, à l'école technique supérieure de Stuttgart.

Dans le nouveau règlement des examens officiels d'architecture, en Prusse, en date de 1886 (Décret ministériel du 6 juillet 1886), on a aussi inscrit, à l'exemple du Wurtemberg, comme condition nécessaire de l'épreuve préalable, un stage effectif d'une année dans un atelier, avec faculté, toutefois (§ 13), d'interrompre cette « année d'étude » au bout de six mois, pour la compléter au plus tard avant la nomination aux fonctions de conducteur de travaux (c'est-à-dire après la passation du premier examen officiel).

Les réglemens du Royaume de Saxe, au sujet des études et des examens d'architecture, pour les services techniques supérieurs de l'Etat, en date du 1^{er} juillet 1888, ainsi que les ordonnances grand-ducales de Hesse, relatives au même sujet et datées du 10 juillet 1889, se sont mis d'accord avec les réglemens prussiens.

D'après une ordonnance royale du 13^{avril} 1892 et les ordres ministériels y relatifs, on exige comme condition d'aptitude à l'épreuve préalable, dans les nouveaux réglemens d'examens du Wurtemberg, un

je me suis appuyé sur les mêmes idées fondamentales qui me guidaient pendant la rédaction de la première édition. J'étais engagé à persévérer dans ces idées, non seulement par mes convictions personnelles, mais aussi par cette circonstance que les travaux basés sur ces idées ont commencé à devenir de plus en plus profitables à tout le monde et, conséquemment, à atteindre le but pour lequel je les avais entrepris.

Le chapitre « Elasticité et résistance des matériaux » a été rédigé en tenant compte des connaissances nouvelles acquises au sujet des propriétés réelles de la matière et en suivant la direction indiquée dans mon ouvrage, paru en 1889/90 et intitulé « *Elasticité et résistance. Recueil des données les plus importantes pour la technologie, avec leurs bases expérimentales, 1889/90* ». (*Elasticität und Festigkeit. Die für die Technik wichtigsten Sätze und deren erfahrungsmässige Grundlage*). Naturellement j'ai introduit dans ce chapitre, comme, d'ailleurs, dans les suivants, les résultats des expériences les plus récentes. En même temps, je n'ai pu éviter de motiver, par une critique plus ou moins approfondie, le rejet ou la suppression des anciennes données. Par ce moyen, je crois avec sincérité faciliter notablement la compréhension du sujet et la formation d'un jugement personnel.

séjour d'une année au moins dans un atelier ; il est en outre spécifié que si ce stage est seulement de douze mois, ce laps de temps doit être continu et sans aucune interruption.

D'après cela, les élèves qui, au sortir de l'Université, se destinent à la profession d'ingénieur-mécanicien, sont obligés de travailler pratiquement pendant une année au moins, avant d'entrer à l'école supérieure.

L'enquête instituée pendant les années 1885/86 par l'Union des Ingénieurs allemands a montré que, sur 658 ingénieurs ayant pour la plupart, comme directeurs, une situation indépendante, et qui ont répondu à l'enquête, 95% avaient travaillé pratiquement, chacun pendant deux ans et trois mois en moyenne. Deux membres, seulement, de cette grande société, ont déclaré que le travail pratique était superflu ; or, ces ingénieurs n'exerçaient pas !

La *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1892, pages 1282 et suivantes, contient un exposé des réglemens en vigueur dans les Etats allemands au sujet des examens officiels d'ingénieurs-mécaniciens.

Pour les plus nouveaux de ces réglemens et les conclusions de l'Union des Ingénieurs à propos du stage à l'atelier, de son utilité pour l'instruction des ingénieurs et des laboratoires d'ingénieurs, conclusions d'après lesquelles le stage à l'atelier doit être d'un an au moins, se terminer avant le commencement des études professionnelles et être exigé comme condition d'aptitude aux examens officiels et aux examens de sortie des écoles supérieures, on peut consulter la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, pages 1212 et suivantes, particulièrement la page 1215, décision n° 9, les pages 1272, art. 14, 1421 et 1422, ainsi que les pages 417 et suivantes et particulièrement la colonne de droite D de la page 418. On peut voir aussi l'année 1897 de la même revue, pages 150 et 151, d'après laquelle les jeunes gens qui n'ont pas obtenu le diplôme d'études complètes doivent pouvoir être inscrits à titre d'étudiants supplémentaires, pour les cours de sciences appliquées à l'art de l'ingénieur, y compris la technologie électrique et la construction navale, lorsqu'ils peuvent justifier au moins des connaissances nécessaires à l'admission au service militaire comme volontaires d'un an, ainsi que de travaux pratiques et effectifs, d'une durée de trois ans au moins ; voir aussi les pages 140 à 142 de la même revue et particulièrement la conclusion. Dans le dernier mémoire présenté au Gouvernement royal de Prusse par le Comité de l'Union des Ingénieurs allemands, le 25 juillet 1898, un stage pratique d'au moins un an dans un atelier est imposé aux jeunes gens qui, ayant terminé leurs études classiques, veulent s'inscrire comme élèves des cours de sciences appliquées à l'art de l'ingénieur-mécanicien. Voir la même revue, 1898, page 1076, art. 2 a.

La *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, pages 538 et 539, contient une réponse de l'auteur à la question : L'industrie allemande offre-t-elle aux futurs ingénieurs-mécaniciens des facilités pour se former dans les ateliers ? On oublie souvent que le travail pratique, dans un atelier, n'a pas seulement pour but de procurer une certaine habileté de main, d'apprendre à connaître les matériaux et la manière dont ils se comportent à l'emploi, le maniement des outils et des machines-outils, d'enseigner les formes usitées dans la construction des machines, etc., mais doit aussi servir à atteindre un but situé dans un tout autre domaine. Le règlement pour les examens du diplôme d'ingénieur-mécanicien sortant de l'école technique supérieure de Stuttgart, ainsi que les « Prescriptions du Gouvernement wurtembergeois au sujet du stage en atelier des candidats au diplôme d'ingénieur-mécanicien, avant leur admission aux épreuves préalables, et de l'instruction pratique des ingénieurs-conducteurs de travaux pour les bâtimens de l'Etat, s'expriment, à cet égard, dans les termes suivants : « Les rapports directs avec les ouvriers et la collaboration personnelle dans des conditions identiques à celles auxquelles les ouvriers sont soumis, doivent en outre contribuer à apprendre aux futurs constructeurs de machines à apprécier et traiter les ouvriers avec justice.

Indépendamment des formules et autres indications qui paraissent pour la première fois, j'ai soumis les données d'expériences, les coefficients d'élasticité et de résistance, à une révision attentive, et complété divers passages par d'importantes additions, comme le montre l'examen du contenu des pages 37 à 88.

Pour les assemblages au moyen de rivets, je suis parvenu, en me basant sur une étude approfondie de la question, à considérer la résistance au glissement comme devant généralement passer en première ligne dans les calculs; de là j'ai déduit ce principe que dans l'exécution d'un assemblage par rivets on doit chercher à rendre cette résistance aussi grande que possible. (Comparer les pages 138 à 154, y compris la note placée au bas de cette dernière page). Je vois dans les méthodes de calcul usitées jusqu'à présent et l'indifférence qui en résulte pour le constructeur et les ouvriers à l'égard de l'efficacité de la résistance au glissement, une cause principale du défaut de solidité de beaucoup de constructions en fer.

La question, souvent discutée depuis un demi-siècle, de l'épaisseur nécessaire à la paroi des tubes à flamme de chaudières à vapeur a trouvé, dans les données des pages 176 à 193, une solution en rapport avec l'état actuel de nos connaissances.

Outre ce que j'ai mentionné plus haut, le chapitre sur les rivets et les assemblages par rivets, pages 128 à 196, contient beaucoup d'indications nouvelles.

Le chapitre des roues dentées a été augmenté d'un travail sur les dents angulaires, dites à chevrons. Les roues à friction sont décrites avec détails en raison de leur importance croissante; leur calcul est indiqué d'après des données expérimentales recueillies dans la pratique.

La commande par courroie a été traitée conformément au principe établi par mes expériences sur les courroies motrices et exposé page 285, titre III. La détermination de la position précise des poulies par les courroies croisées a été étudiée à fond (pages 290 et suivantes). J'ai aussi donné le moyen de déterminer plus exactement la perte par glissement et les conditions réelles du trajet des courroies (pages 282 et suivantes). La transmission par cordes présente aussi divers détails nouveaux.

Dans le chapitre des tourillons, qui a subi une importante augmentation, je me suis particulièrement attaché à exposer le jeu des diverses influences avec autant de clarté qu'il est possible de le faire actuellement (voir, par exemple, les pages 349 et suivantes, 357 et suivantes). Les données d'expériences sont déduites de constructions qui ont donné de bons résultats et certaines d'entre elles s'appliquent à des machines faisant un grand nombre de tours ou ayant de grandes vitesses de tourillons.

Pour les axes ou essieux et les arbres, il arrive assez fréquemment que les diverses modifications de forme et en particulier la flexion, ne sont pas considérées avec toute l'attention nécessaire. Cette circonstance m'a conduit à donner, à cet égard, des explications détaillées.

Les chapitres des accouplements et des paliers ont été augmentés; le dernier de ces chapitres a été complété par des renseignements sur les paliers à rouleaux et à couteaux.

Les éléments mécaniques du mouvement rectiligne ont été, à divers points de vue, l'objet de détails complémentaires.

Le chapitre mouvement de manivelle est entièrement nouveau; son adjonction était inévitable par suite de l'accroissement du nombre de révolutions de beaucoup de machines et de l'influence exercée par cet accroissement sur la construction de certaines parties des dites machines.

J'ai tenu beaucoup à apprécier avec exactitude, entre autres conditions relatives au

mouvement de manivelle, les efforts subis par le bras de cet organe, p. 566 et suivantes ; voir aussi la note au bas de la page 403.

Les chapitres des bielles et des guides du mouvement rectiligne ont été complétés ; le dernier, particulièrement, a reçu des développements plus étendus au sujet de l'influence de la flexion de certaines parties. (Comparer, par exemple, les pages 598 et 599 et la note en bas des p. 596 et 597).

Sous le titre cylindres, le calcul des fonds de cylindres et des couvercles de tiroirs est traité avec détails (pages 605 et suivantes, pages 619 et suivantes), particulièrement à propos de graves accidents survenus pendant ces dernières années.

Dans l'ensemble aussi bien que dans les détails j'ai dû, pour restreindre les frais d'édition de l'ouvrage dans de certaines limites, opérer les suppressions nécessaires.

Je laisse à mes confrères le soin de juger si je suis parvenu à maintenir dans les limites convenables les imperfections auxquelles les données nouvelles, ainsi que beaucoup d'anciennes, peuvent être sujettes en raison de la nature des choses.

Si, en quelques endroits, j'ai particulièrement insisté sur des erreurs ou des déficiences de construction, je l'ai fait en m'appuyant sur mon expérience, d'après laquelle les indications de ce qui est reconnu bon ne suffisent pas, par elles-mêmes, pour préserver de fautes fréquentes. C'est en signalant ces dernières que l'on provoque surtout l'arrivée des correctifs. Tout ingénieur expérimenté sait, en effet, que ce sont les fautes — commises par soi-même ou par d'autres — qui donnent ordinairement le plus d'enseignements.

Stuttgart, juillet 1892.

PRÉFACE DE LA CINQUIÈME ÉDITION

La cinquième édition, tirée à un nombre d'exemplaires notablement plus grand, a subi au point de vue des figures un accroissement qui consiste dans l'adjonction de sept planches et d'un grand nombre de figures dans le texte. Le texte a été augmenté en conséquence. Cette augmentation s'applique particulièrement aux chapitres élasticité et résistance, vis, rivets et assemblages par rivets, roues dentées, roues à friction, commande par courroies et par cordes, axes ou essieux et arbres, accouplement, tourillons et pivots unis et cannelés, cordes et chaînes avec leurs accessoires, pistons, boîtes à étoupes, bielles, cylindres, tuyaux.

Dans une partie du livre ont paru, pour la première fois, des données extraites des cours que j'ai professés pendant des années sur l'élasticité, les machines à vapeur et les chaudières à vapeur. On trouvera, par exemple, ces données dans les pages 186 et 187, 244 et suivantes, 404 et 405, 431 à 436, 507 et 508.

Autant que possible, il a été tenu compte des résultats des recherches les plus récentes, ainsi que des exemples actuels de la pratique ; en plus d'un endroit, je me suis efforcé, au moyen de considérations particulières, de faire pénétrer le regard plus loin qu'on n'avait pu le faire jusqu'à présent.

Le livre a obtenu un succès bien supérieur à celui que j'aurais pu espérer ; mais, en

même temps, on lui a naturellement demandé davantage. Avec la rapidité absolument étonnante des progrès de l'art de l'ingénieur, d'une part, et l'insuffisance humaine, d'autre part, il est tout à fait impossible à un seul homme de se tenir complètement au courant de tout ce qui survient de notable dans tous les domaines, parfois si étendus, de la science. Je demande donc à tous ceux de mes confrères, jeunes ou vieux, qui ont intérêt à voir les livres relatifs à la science de l'ingénieur en rapport, autant que possible, avec l'état actuel de l'art qui les concerne, un service que je sais extrêmement difficile à rendre, même en partie, à cause des empêchements qu'entraîne dans l'industrie la préoccupation des affaires; celui d'appeler immédiatement mon attention sur les imperfections de l'ouvrage. J'accueillerai toujours leurs indications avec reconnaissance.

En passant, il y a dix-sept ans, de l'industrie au professorat, je me suis assigné la tâche d'augmenter nos connaissances dans les diverses branches de l'art dont nous avons à nous occuper, en appuyant toujours, autant que possible, mes exposés sur des faits réels. Mon but, qui me servira encore de guide dans l'avenir, était de travailler, dans l'intérêt général, au progrès de notre art dans son ensemble.

Stuttgart, commencement d'octobre 1895.

PRÉFACE DE LA SIXIÈME ÉDITION

La sixième édition a été complétée par de nombreux détails concernant la plupart des chapitres, ainsi que par un grand nombre de figures. J'ai donné à ce complément toute l'étendue compatible avec la brièveté du temps dont je disposais. En effet, trois mois après la publication de la cinquième édition dont il avait été obligé d'augmenter notablement le tirage, l'éditeur me pressait de terminer le manuscrit d'une nouvelle édition destinée à être tirée à un nombre d'exemplaires encore beaucoup plus grand.

Quelques résultats de recherches toutes récentes ont dû être ajoutés postérieurement (p. 659 à 675), l'impression ayant commencé dès 1896.

L'initiative de l'Union des Ingénieurs allemands ¹, au sujet de la création et de l'amé-

¹ Voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, pages 1212 et suivantes et particulièrement la page 1215, décision 1, 2 et suivantes, page 1272, art. 14, pages 1421 et 1422, ainsi que les pages 417 et suivantes et l'année 1894, pages 1351 et suivantes.

L'Union des Ingénieurs allemands s'est prononcée dans les termes suivants ;

1. « Les écoles techniques supérieures n'ont pas seulement à donner l'instruction scientifique complète, dont un ingénieur habile a ordinairement besoin ; leur devoir, en tant qu'écoles supérieures est aussi de donner, aux personnes qui cherchent à approfondir leurs connaissances, l'occasion d'obtenir ce résultat.
2. L'établissement ou la transformation de laboratoires d'ingénieurs dans les écoles techniques supérieures est d'une nécessité urgente ; il convient, à cet effet, de s'assurer de ressources suffisantes procurées par des versements opérés en une seule fois ou par intervalles. »

Récemment on a déclaré que la nécessité s'impose de distinguer dans l'instruction des ingénieurs deux voies différentes, celle de la construction et celle de l'expérience ou de l'analyse. On a cité la déclaration 1 à l'appui de cette manière de voir (*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1898, page 1276). Or cette déclaration a été provoquée par l'auteur (voir l'année 1895 de la dite revue, pages 1215) et, à son avis, il ne serait pas dans l'intérêt de l'industrie allemande de former dans les écoles techni-

lioration de laboratoires d'ingénieurs annexés aux écoles techniques supérieures de l'Allemagne ayant eu, même en dehors de nos frontières, une influence très heureuse, il faut s'attendre à voir augmenter notablement le nombre des travailleurs qui collaborent aux recherches relatives à l'art de l'ingénieur, ce qui aura pour résultat d'approfondir et d'étendre nos connaissances plus rapidement encore qu'il n'a été possible de le faire jusqu'à présent.

Stuttgart, commencement d'avril 1897.

PRÉFACE DE LA SEPTIÈME ÉDITION

La nouvelle édition se distingue des précédentes par un grand nombre de compléments et de changements occasionnés par le développement des sujets considérés. Malheureusement, les exigences pressantes du travail imposé par mes fonctions ne m'ont pas permis de m'étendre autant que j'aurais voulu le faire.

Quoi qu'il en soit, j'espère que tel ou tel exposé, tels ou tels renseignements ou nombres, ainsi que les nombreuses figures ajoutées dans le texte, ne seront pas sans valeur pour mes confrères.

A cause de l'importance du sujet, j'ai cru devoir conserver l'appendice ajouté à la sixième édition et contenant un rapport sur des expériences exécutées sur des commandes par vis sans fin.

Les conclusions de la Conférence internationale qui a siégé à Zurich les 3 et 4 octobre 1898, dans le but de faciliter l'unification d'un filetage métrique des boulons d'assemblage, ont pu aussi être insérées dans l'appendice.

Stuttgart, milieu de novembre 1898.

C. BACH.

ques supérieures des ingénieurs-mécaniciens qui ne se seraient pas suffisamment exercés dans les ateliers de construction. Il s'est cru, en conséquence, obligé pour éviter toute interprétation mal comprise, de s'exprimer comme suit : Le but de la déclaration n° 1 n'est pas de demander que l'on divise l'instruction des ingénieurs en deux branches, celle de la construction et celle de l'expérience ou de l'analyse, mais de fournir aux personnes qui tout en ayant acquis leur instruction normale dans les ateliers de construction et les laboratoires, éprouvent le besoin de se procurer des connaissances plus étendues, particulièrement dans le domaine de la physique, de la chimie et des mathématiques, l'occasion de se perfectionner dans les écoles techniques supérieures.

Au surplus, l'auteur ne peut que se déclarer partisan du soin que l'on pourra prendre d'offrir aux élèves ingénieurs, particulièrement au commencement de leurs études, un meilleur enseignement de la physique ; il est aussi d'avis que l'on devrait constituer avec soin un personnel enseignant habile et suffisamment familiarisé avec les exigences de la profession d'ingénieur.

TABLE DES MATIÈRES

Tome I

CHAPITRE PREMIER

Elasticité et résistances des matériaux.

	Pages
A. Généralités.	
Déformation. Extension. Tension. Coefficient d'extension.....	1
Limite de proportionnalité. Limites d'écoulement.....	3
Résistance à la traction. Diminution de section transversale et extension de la barre soumise à la rupture.....	4
Extension élastique. Limites d'élasticité.....	5
Action consécutive d'élasticité.....	6
Compression. Résistance à la compression.....	7
B. Solides en forme de barres avec axe rectiligne.	
I. Conditions spéciales dans lesquelles travaillent les matériaux.....	8
1. Traction. Compression.....	8
2. Flexion.....	9
a. Le plan du couple de forces coupe la section suivant un des deux axes principaux.....	9
Modes particuliers d'application de la charge.....	12
α . Solides prismatiques.....	12
β . Solides d'égale résistance.....	15
b. Le plan du couple de forces ne contient aucun des deux axes principaux.....	16
3. Flexion des pièces chargées de bout.....	17
4. Cisaillement.....	18
5. Torsion.....	19
6. Traction (ou compression) et flexion.....	23
7. Cisaillement et torsion.....	24
8. Traction (ou compression) et torsion.....	24
9. Flexion et torsion.....	25
10. Traction (ou compression) et cisaillement.....	26
11. Flexion et cisaillement.....	26
II. Travail de déformation.....	27
1. Travail de changement de longueur.....	27
2. Travail de flexion.....	27
3. Travail de torsion.....	28
C. Solides en forme de barre avec ligne médiane courbée.	
I. La ligne médiane est une courbe à simple courbure, etc.....	28
II. La ligne médiane est une courbe à double courbure. Ressorts de torsion enroulés.....	30
D. Récipients et solides en forme de plaques.	
1. Sphère creuse.....	32
2. Fonds plats.....	33

	Pages
3. Cylindre creux.....	34
4. Plaque circulaire plane avec charge uniformément répartie.....	35
5. Plaque circulaire plane chargée en son milieu.....	36
6. Plaque elliptique, avec charge uniformément répartie.....	36
7. Plaque elliptique chargée en son milieu.....	36
8. Plaque rectangulaire, avec charge uniformément répartie.....	37
9. Plaque rectangulaire chargée en son milieu.....	37
E. Coefficients d'élasticité et de résistance.	
I. Fer et acier.....	38
1. Comparaison des coefficients.....	38
2. Qualités exigées du fer et de l'acier, au point de vue de la résistance; extension et contraction transversale.....	42
a. Fer soudant.....	43
b. Fer fondu.....	46
c. Acier fondu.....	47
d. Fil de fer.....	51
e. Fonte.....	53
f. Acier de moulage.....	53
3. Remarques au sujet des coefficients des tableaux comparatifs.....	55
a. Coefficients d'extension et de cisaillement.....	55
b. Limite de proportionnalité, limite d'allongement (ou d'écrasement), limite d'élasticité.....	56
c. Résistance.....	58
a. Mode d'application de la charge.....	58
b. Influence du traitement de la matière.....	64
c. Influence de la température.....	64
d. Effort admissible.....	68
II. Autres matières.....	71
1. Cuivre.....	71
2. Bronze.....	76
3. Plomb.....	78
4. Cuir.....	78
5. Bois.....	82
6. Pierres et béton.....	84
7. Charges admissibles pour les bois, les pierres, la maçonnerie et les terrains où l'on doit établir des fondations.....	88

CHAPITRE DEUXIÈME

Procédés d'assemblages des organes de machines.

Modes d'assemblage.....	89
A. Assemblages amovibles.	
I. Clavettes.....	90
1. Généralités.....	90
2. Exemples.....	91
a. Pour charge immobile.....	91
b. Pour charge variable.....	93
II. Vis.....	96
1. Généralités.....	96
2. Calcul des vis.....	104
a. Vis dont le noyau ne travaille qu'à la traction ou à la pression.....	105
b. Vis dont le noyau travaille à la fois à la traction ou à la pression et à la torsion.....	108
c. Assemblages à vis ayant à supporter des forces dirigées transversalement à l'axe.....	116
3. Formes et dimensions normales des écrous, têtes, rondelles et clefs.....	117
4. Genres de vis et d'assemblages à vis.....	120
5. Immobilisation des vis non démontables.....	127

B. Assemblages inamovibles :

Pages

Rivets.....	128
1. Exécution des rivures, types de ce genre d'assemblage, matières servant à exécuter les assemblages à rivures, etc.....	128
2. Calcul des rivures.....	138
Généralités.....	138
a. Rivures pour récipients en tôle soumis à une pression relativement élevée, comme par exemple les chaudières à vapeur.....	150
α . Rivure à une coupe, à un rang.....	152
β . Rivure à une coupe, à deux rangs.....	156
γ . Rivure à une coupe, à trois rangs.....	158
δ . Rivure à deux coupes, à un rang.....	159
ε . Rivure à deux coupes, à deux rangs.....	160
ζ . Rivure à deux coupes, à trois rangs.....	163
η . Choix de la rivure.....	164
b. Assemblages à rivets pour récipients en tôle, n'ayant à supporter qu'une faible pression, comme par exemple les réservoirs, les gazomètres, les cheminées en tôle, les tuyaux rivés pour gaz de hauts-fourneaux, etc.....	165
c. Assemblages à rivets pour constructions en fer.....	165
α . Rivures pour lesquelles il n'y a pas lieu à un changement de direction des forces en jeu.....	165
β . Rivures ayant à transmettre des forces dont les directions varient.....	166
3. Exemples de rivures.....	168
a. Chaudières à vapeur.....	168
α . Enveloppes et fonds, leur assemblage, Assemblage des tubes à flamme....	168
β . Calcul de l'épaisseur des parois des tubes à flamme.....	176
b. Rivure des récipients en tôle.....	193
c. Assemblages à rivets pour constructions en fer.....	194

CHAPITRE TROISIÈME

Eléments de machines pour la transmission du mouvement de rotation d'un arbre à un autre.

A. Roues dentées.

I. Roues droites à dents droites.....	197
1. Forme des dents de ces roues.....	198
a. Généralités.....	198
b. Courbes cycliques.....	201
c. Denture cycloïdale.....	203
d. Denture en développante.....	20
e. Frottement des dents.....	211
f. Roues de force, roues de travail. Points de vue auxquels il convient de se placer pour le choix de la forme de dents.....	212
2. Calcul des dents.....	215
a. Roues de force.....	215
b. Roues de travail.....	219
c. Largeur et nombre des dents, Rapport de transmission. Bois sur fonte.....	224
II. Roues droites à denture angulaire ou à chevrons.....	228
III. Roues coniques.....	233
IV. Roues dentées pour arbres qui se croisent.....	234
V. Construction du corps de roue et des parties qui en dépendent.....	239
1. Généralités.....	239
2. Couronne, moyeu, fixation de ce dernier sur l'arbre.....	240
3. Bras.....	243
4. Exemples de roues et particulièrement de roues composées de parties assemblées...	248
5. Exemples de calcul.....	259

B. Roues dentées pour chaînes.

	Pages
C. Roues à friction.	
I. Roues ou disques en contact immédiat.....	268
II. Disques ou tambours agissant par l'intermédiaire d'un troisième organe, qui transmet la pression au contact de l'un à l'autre des dits tambours ou disques.....	271
D. Commande par courroie et par câble.	
I. Rapports de tension.....	274
II. Glissement du brin sur les poulies par suite de l'élasticité de la matière fibreuse, perte de vitesse qui en résulte. Rapport de transmission.....	282
III. Transmission par courroie.....	285
1. Courroies.....	285
2. Disposition de la transmission.....	288
3. Calcul des courroies.....	294
4. Construction des poulies.....	300
5. Exemples de calcul.....	311
IV. Transmission par câble.....	315
1. Câbles de transmission.....	315
a. Câbles métalliques.....	315
b. Câbles de chanvre.....	316
c. Câbles de coton.....	318
2. Disposition de la transmission.....	318
a. Câbles métalliques.....	318
b. Câbles de chanvre.....	320
α . Transmission avec tension par allongement.....	320
β . Transmission avec tension par charge.....	322
c. Câbles de coton.....	326
3. Calcul des câbles.....	327
a. Câbles métalliques.....	327
b. Câbles de chanvre.....	333
α . Transmission avec tension par allongement.....	333
β . Transmission avec tension par charge.....	336
c. Câbles de coton.....	336
4. Construction des poulies pour transmissions par câbles.....	337

CHAPITRE QUATRIÈME

Autres éléments de machines pour le mouvement de rotation.

A. Tourillons et pivots.	
I. Frottement des tourillons et pivots.....	341
1. Pivots.....	342
a. Pivot plan.....	343
b. Pivot plan annulaire.....	345
c. Pivot conique.....	345
d. Pivot conique à plan de glissement.....	346
e. Pivot sphérique.....	347
2. Tourillons.....	348
a. Tourillon cylindrique.....	349
b. Tourillon sphérique.....	355
c. Tourillon conique.....	356
3. Coefficient de frottement.....	357
a. Généralités.....	357
b. Qualités nécessaires à l'agent de lubrification.....	358
c. Grandeur du coefficient de frottement.....	359
II. Calcul des tourillons et des pivots.....	362
1. Tourillons.....	363
a. Tourillons cylindriques.....	363
b. Tourillons sphériques.....	372

	Pages
2. Pivots.....	373
<i>a.</i> Pivot plan.....	373
<i>b.</i> Pivot annulaire, Pivot cannelé.....	376
<i>c.</i> Pivot sphérique.....	379
B. Axes et arbres.	
I. Calcul des axes et des arbres.....	381
1. Axes.....	382
2. Arbres.....	384
<i>α.</i> Les efforts de torsion et de flexion servent de bases au calcul des dimensions.	384
<i>β.</i> Les déformations (torsion, flexion transversale) déterminent les dimensions..	386
<i>γ.</i> Les dimensions se calculent en vue du travail dont l'arbre est susceptible....	389
<i>δ.</i> Ecartement des paliers.....	390
<i>ε.</i> Exemples.....	392
II. Construction des axes et des arbres.....	407
C. Accouplements.	
I. Accouplements fixes.....	413
Accouplement à manchon.....	413
Accouplement à plateaux.....	414
Accouplement à coquilles.....	417
Accouplement à pinces, de Sellers.....	419
Accouplement pour arbres creux (Mannesmann).....	419
II. Accouplements mobiles.....	420
Accouplement Sharp.....	420
Accouplement à mouvement longitudinal.....	420
Accouplement Raffard.....	420
Accouplement Zedel-Voith.....	421
Accouplement à manivelles reliées par une pièce intermédiaire.....	422
Accouplement articulé.....	425
III. Accouplement à embrayage et débrayage.....	425
Accouplement à griffes.....	425
Accouplement Hildebrandt.....	426
Accouplement à cliquets.....	427
Accouplement à friction.....	428
D. Paliers.	
I. Palier de charge.....	442
1. Détermination des dimensions d'un palier de charge ordinaire. Exemples de paliers de charges.....	442
2. Palier Sellers.....	449
3. Palier Pfarr, palier Wels.....	451
4. Paliers ayant un coussinet dont la coquille inférieure est mobile.....	451
5. Paliers graisseurs à anneaux.....	452
6. Paliers à coussinet composé de plusieurs coquilles.....	453
7. Chaise-console, palier-console, chaise pendante à deux et à une jambe, chaise sur le sol, semelle, niche.....	456
8. Points de vue qui conviennent pour juger la construction d'un palier.....	457
9. Paliers à roulement.....	459
10. Paliers à couteaux.....	462
11. Crapaudines et paliers à cannelures.....	463
Crapaudines pour arbres ordinaires de commande.....	463
Crapaudines pour pivots de turbines.....	463
Crapaudines pour pivots de meules.....	466
Paliers à cannelures.....	466

CHAPITRE CINQUIÈME

Eléments de machines pour le mouvement rectiligne.

A. Câbles, chaînes, leurs poulies et tambours.

I. Câbles de chanvre, organes qui en dépendent.....	469
---	-----

	Pages
1. Câbles.....	469
2. Poulies et tambours.....	471
II. Câbles métalliques, organes qui en dépendent.....	473
1. Câbles métalliques.....	473
2. Poulies et tambours.....	486
III. Chaînes, poulies, tambours et crochets de chaînes.....	487
1. Chaînes.....	487
2. Poulies, tambours et crochets des chaînes, roues dentées pour chaînes de transmission.....	496
 B. Pistons et tiges de pistons.	
I. Pistons.....	504
1. Pistons plongeurs.....	504
Garniture en cuir embouti.....	504
Garniture en labyrinthe.....	507
Garniture à presse-étoupes.....	508
2. Pistons à plateau.....	508
a. Pistons à garniture en chanvre.....	508
b. Pistons à garniture en cuir.....	509
c. Pistons à garniture en bois.....	510
d. Pistons à garniture métallique.....	510
α . Pistons avec anneaux de garniture.....	510
β . Pistons sans anneaux de garniture.....	521
3. Corps de pistons.....	522
III. Tiges de pistons.....	523
 C. Boîtes à étoupes.	
I. Boîtes à étoupes à garniture en chanvre, en coton et autres matières.....	526
II. Boîtes à étoupes à garniture en cuir.....	534
III. Boîtes à étoupes à garniture métallique.....	534

CHAPITRE SIXIÈME

**Eléments de machines pour la transformation du mouvement rectiligne
en mouvement de rotation et réciproquement.**

A. Mouvement de manivelle.	
I. Trajet de la crosse.....	538
II. Vitesse de la crosse.....	540
III. Accélération du mouvement de la crosse, force nécessaire pour la produire.....	542
IV. Forces d'inertie de la bielle.....	546
V. Rapports entre la force et le travail dans le mouvement de manivelle d'une machine à vapeur à un cylindre.....	549
1. Pression sur la crosse et sur le tourillon de manivelle.....	549
2. Régularité de la marche.....	553
3. Tranquillité de la marche.....	555
a. Chocs.....	555
b. Déformations, vibrations, oscillations de l'ensemble de la machine.....	560
 B. Manivelles, excentriques.	
I. Manivelles.....	562
II. Excentriques.....	572
 C. Bielles.	
I. Têtes de bielles.....	576
1. Généralités.....	576
2. Exemples et calcul de têtes de bielles.....	577
II. Corps de la bielle.....	584

	Pages
1. Bielles pour faibles et moyennes vitesses.....	586
2. Bielles pour grandes vitesses.....	588
3. Tiges d'excentriques.....	589
D. Guides du mouvement rectiligne.	
I. Guides rectilignes à boîtes et à coussinets.....	590
II. Guides rectilignes à glissières spéciales et à crosse (ou traverse).....	592
III. Guides au moyen de tiges articulées.....	599

CHAPITRE SEPTIÈME

Eléments des machines destinées à recevoir et à transporter les fluides.

A. Cylindres.	
I. Cylindres de pompes et de presses.....	603
II. Cylindres à vapeur.....	614
B. Tuyaux.	
I. Tuyaux en fonte.....	629
1. Tuyaux à brides.....	629
2. Tuyaux à manchon.....	636
3. Raccords.....	640
II. Tuyaux en fer soudant, en fer fondu et en acier.....	643
1. Tuyaux rivés.....	643
2. Tubes soudés.....	645
3. Tubes brasés.....	651
4. Tubes sans soudure.....	651
III. Tubes en cuivre et en laiton.....	655
IV. Tuyaux en plomb et en étain.....	657
V. Tuyaux compensateurs ou extensibles.....	658
C. Appareils d'obturation.	
I. Soupapes.....	662
1. Soupapes d'arrêt.....	662
2. Soupapes automatiques.....	667
a. Généralités.....	667
b. Construction des soupapes.....	670
α . Soupapes à course rectiligne.....	670
β . Soupapes à clapets.....	679
3. Soupapes commandées.....	682
II. Tiroirs.....	683
1. Tiroirs normaux.....	683
Valves glissantes pour conduites d'eau, valves obturatrices pour conduites de vapeur, tiroirs.....	683
2. Tiroirs axiaux, tiroirs tournants, robinets.....	685
<i>Appendice.</i>	
Pas métriques.....	687
Expériences sur des commandes par vis sans fin.....	688

Tome II.

54 planches.

CHAPITRE PREMIER

ÉLASTICITÉ ET RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX ¹

A. GÉNÉRALITÉS

Déformation. Extension. Tension. Coefficient d'extension.

Un solide rectiligne, en forme de barre, que l'on peut supposer de forme cylindrique à section transversale circulaire, de diamètre d et de longueur l , étant soumis, à ses deux bases, à deux forces de traction PP également réparties sur ces bases et se faisant réciproquement équilibre : il se produit, sous l'influence de ces forces :

- a. Une *augmentation* λ de la longueur l , qui devient ainsi $l + \lambda$,
et en même temps, mais perpendiculairement à λ ,
- b. Une *diminution* δ du diamètre d , qui devient $d - \delta$,

Si l'on ramène à l'unité l'augmentation de la longueur initiale dans la direction de l'axe de la barre,

$$\frac{\lambda}{l} = \varepsilon, \quad (1)$$

est le changement proportionnel ou spécifique de la longueur ; on lui donne, par abréviation, le nom d'*extension*.

Si l'on ramène à l'unité la réduction de la section transversale primitive, on a :

$$\frac{\delta}{d} = \varepsilon_s, \quad (2)$$

cette valeur, bien inférieure à celle de l'extension ε , peut lui être comparée en posant :

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_s} = m \quad \text{ou} \quad \varepsilon s = \frac{\varepsilon}{m} \quad (3)$$

¹ L'auteur a traité ce sujet plus en détail dans son travail intitulé : *Elasticität und Festigkeit. Die für die Technik wichtigsten Sätze und deren erfahrungsmässige Grundlage*. Berlin, 3 éditions, 1889-90, 1894, 1898.

de sorte que m mesure le rapport de l'extension à la contraction, d'après l'état actuel des résultats d'expériences (fer fondu, acier), il convient de poser pour m le rapport moyen de $\frac{10}{3}$.

Entre l'extension ε , supposée parfaitement élastique, et la valeur de la *tension normale* ou, par abréviation, de la *tension* résultant de P et de la section primitive de la barre $s = \frac{\pi}{4}d^2$.

$$\tau = \frac{P}{s} \quad (4)$$

existe le rapport :

$$\varepsilon = \alpha \tau \quad \text{ou} \quad \tau = \frac{\varepsilon}{\alpha} \quad (5)$$

dans lequel α désigne le coefficient d'extension, c'est-à-dire l'allongement que subit une barre de la matière considérée, ayant une longueur l et une section s , pour un kilogramme de charge, ou pour abrégé : l'extension de l'unité de longueur pour la tension d'un kilogramme¹, et par suite le nombre par lequel il faut multiplier la tension normale pour obtenir l'allongement.

¹ Ce coefficient d'extension α établissant, comme nombre résultant de l'expérience, le rapport qui existe entre l'extension et la tension corrélatives, correspond tout à fait au coefficient de dilatation dont il est question à propos de l'allongement des corps solides sous l'influence de la chaleur.

Si l'on désigne par :

l , la longueur d'une barre à 0° ,

λ_c l'allongement de cette barre chauffée à t° ,

α_c le coefficient de dilatation linéaire pour la matière de la barre; c'est-à-dire la quantité dont une barre faite avec la matière considérée et de longueur l s'allonge quand la température augmente de 1° , ou par abréviation :

L'accroissement de l'unité de longueur pour une élévation de température de 1° .

De la notion de α_c résulte donc, immédiatement,

$$\lambda_c = \alpha_c l t.$$

De même, pour la barre de longueur primitive l , non chauffée, mais chargée de manière à subir une tension τ , résulte immédiatement de la simple acception de $\alpha =$ accroissement de l'unité de longueur pour une tension d'un kilogramme :

$$\lambda = \alpha l \tau.$$

Si l'on connaît les deux valeurs α_c et α , on en déduit aussitôt les relations suivantes pour λ_c et λ .

Avec la valeur, généralement admise pour le fer forgé, de $\alpha_c = \frac{1}{80000}$, on trouve, par exemple, pour $t = 100^\circ$,

$$\lambda_c = \frac{1}{80000} l \cdot 100 = \frac{1}{800} l,$$

et pour $\tau = 1000$ kg., avec $\alpha = \frac{1}{2000000}$,

$$\lambda = \frac{1}{2000000} l \cdot 1000 = \frac{1}{2000} l.$$

Jusqu'à présent on a pris l'habitude, dans la littérature technique, de calculer non pas avec le coefficient d'extension α , mais avec sa valeur réciproque, c'est-à-dire $\frac{1}{\alpha}$, en introduisant la notion du module d'élasticité, que l'on a défini comme la force capable d'augmenter de sa propre longueur un prisme de section s , moyennant que cela puisse se faire sans dépasser la limite d'élasticité. C'est ainsi, par exemple, que s'exprime Weisbach dans son *Lehrbuch der Ingenieur-und Maschinenmechanik*; Reuleaux dit, dans son *Constructeur*, page 1 de la troisième édition française : « Le Coefficient ou Module d'Elasticité, qui constitue la mesure de l'élasticité de la matière, est la tension sous laquelle un corps prismatique, soumis à un effort dirigé dans le sens de sa longueur s'allongerait ou se raccourcirait d'une quantité égale à sa

**Limites de proportionnalité. Loi de l'extension élastique.
Limites d'écoulement.**

Pour un certain nombre de substances, telles que le fer forgé et l'acier, le coefficient d'extension α se montre généralement, avec une exactitude suffisante, invariable entre certaines limites de charge. Il existe donc, pour les tensions comprises entre ces limites, une proportionnalité entre les allongements et les tensions. La tension jusqu'à laquelle cette proportionnalité se vérifie porte le nom de *limite de proportionnalité*.

Avec les matières pour lesquelles α est variable, ce qui est le cas, par exemple, pour la fonte, le zinc fondu, le cuivre, les alliages, les pierres, le béton, le cuir, etc., cette proportionnalité n'existe pas et ces corps ne peuvent, conséquemment, présenter aucune limite de proportionnalité.

Les progrès de la science de l'élasticité supposent l'invariabilité d' α et exigent, par suite, une rectification, lorsque cette supposition ne se réalise pas.

Pour les substances qui semblent garanties par le matériel d'expérience dont on

longueur primitive, en supposant qu'une telle déformation fût possible ». Cela donne 2000000 de kilogrammes pour la barre de fer forgé. Il faut donc se représenter cette force de deux millions de kilogrammes agissant sur un prisme en fer forgé de 1 cm². En réalité la limite de proportionnalité, dans laquelle l'équation 5 est généralement applicable, serait dépassée vers 1500 kilogrammes et il est à supposer que 4000 kilogrammes suffiraient déjà pour produire la rupture de la barre.

L'auteur pense qu'une telle conception, contraire aux propriétés réelles de la matière, semble très sujette aux critiques et peut seulement être donnée comme admissible en cas de nécessité urgente ou d'utilité frappante. A son avis, la notion fondamentale de la doctrine entière de l'élasticité et de la résistance, c'est-à-dire le nombre empirique qui rattache l'allongement à la tension, doit s'énoncer *d'une manière qui s'accorde avec les propriétés réelles de la matière*, afin que cette notion et, avec elle, les lois principales de ces propriétés, puissent passer dans la chair et le sang. C'est une nécessité qui s'impose aux ingénieurs ayant à exécuter des travaux et, conséquemment, à prendre de rapides décisions. Il est si simple et naturel de concevoir α comme l'accroissement de l'unité de longueur par kilogramme de tension, que s'il ne fallait pas tenir compte de la force de l'habitude, il semblerait inexplicable que la notion *incompréhensible* du module d'élasticité — qui persiste malgré des explications autres que celles qui précèdent — n'ait pas été, depuis longtemps, jetée par-dessus bord par les auteurs d'ouvrages techniques.

Le fait qu'il semble parfois plus facile, pour les calculs, de substituer $\frac{1}{\alpha}$ à α , substitution à laquelle la force de l'habitude prend d'ailleurs encore une part très importante, est loin de justifier l'admission de $\frac{1}{\alpha}$ comme base de la doctrine de l'élasticité et de la résistance, doctrine dont le but est uniquement de montrer comment la matière peut résister à l'action des forces extérieures et de faciliter autant que possible, *non seulement le calcul, mais surtout la compréhension*.

Il convient en outre de noter que le nombre servant à relier les allongements aux tensions doit, naturellement, servir de mesure à l'élasticité de la matière, et cela de telle manière que plus une matière est susceptible de modification élastique, plus ce nombre doit être grand. Or, le module d'élasticité, c'est-à-dire $\frac{1}{\alpha}$ est *inversement* proportionnel à la grandeur de l'élasticité, de sorte qu'à une matière offrant une extension plus grande et qui, par suite, cède plus facilement, correspond un module moindre d'élasticité, et *vice versa*. Cela ne laisse pas d'être souvent très incommode, surtout pour ceux qui ont à s'occuper eux-mêmes de la matière en question.

Le coefficient d'extension α est directement proportionnel à la déformation dont, en effet, il est réellement une mesure. Cette mesure, employée d'ailleurs depuis longtemps en physique rappelle, si on la compare au coefficient de dilatation — également variable, en général — que ce dernier coefficient est, à la rigueur, fonction de la température, elle éveille par conséquent aussitôt l'idée qu'il se passera quelque chose d'analogue pour le coefficient d'extension α dont il est question ici, ce qui semble tout à fait indiqué, contrairement à l'opinion répandue que *toutes* les matières possèdent, dans certaines limites de charge, un module invariable d'élasticité. (Voir ci-dessus).

dispose actuellement — à l'exception du marbre et du caoutchouc — la loi de puissance.

$$\varepsilon = \alpha \tau^m \quad (5a)$$

donne une manière très satisfaisante d'exprimer le rapport qui existe entre les allongements élastiques et les tensions, en deçà des limites de tension à considérer dans l'art de la construction¹. Elle contient implicitement la formule 5 (pour $m = 1$), comme cas particulier. Dans l'équation 5a, α exprime l'allongement pour la tension 1, tandis que l'exposant m , en s'écartant de l'unité, mesure la variabilité de l'allongement avec la tension. Pour $m > 1$ les allongements croissent plus vite que les tensions, l'élasticité croît avec la tension, comme cela arrive, par exemple, avec la fonte, le cuivre, le granit, le grès, les solides en ciment, en mortier de ciment, en béton, etc. Pour $m < 1$, les allongements croissent plus lentement que les tensions, l'élasticité décroît à mesure que la tension augmente ; c'est ce qui a lieu, par exemple, pour le cuir, les cordes de chanvre, etc...

Beaucoup de matières présentent, sous une certaine charge, des augmentations relativement extrêmement rapides et persistantes de leur longueur ; ces allongements correspondent à un étirage ou un écoulement de la matière. La tension à laquelle ce phénomène commence à se manifester est désignée sous le nom de *limite d'étirage* ou *d'écoulement*². Elle est naturellement supérieure à la limite de proportionnalité quand il en existe une.

Résistance à la traction. Diminution de section transversale et extension de la barre soumise à la rupture.

L'accroissement continu de la charge P aboutit finalement à des crevasses puis à la rupture complète de la barre. Si P_{\max} est la valeur à laquelle il a fallu élever P pour amener la rupture, on a

$$K_t = \frac{P_{\max}}{s} \quad (6)$$

comme expression de la ténacité de la matière rapportée à la section primitive de la barre.

Il est en outre nécessaire de déterminer l'aire de la section s_r au point de rupture et la

¹ Pour plus de détails à ce sujet, voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1897, pages 248 et suivantes ; 1898, pages 35 et suivantes, ainsi que *Elasticität und Festigkeit*, 1898, § 5, art. 3 (pages 71 et suivantes). Comme ce dernier ouvrage le met en évidence page 57, note 2, en bas de page, les deux coefficients α et m de la formule 5a sont d'un emploi très délicat en présence des différences de composition de la matière et des divers états dans lesquels elle se trouve dans les corps examinés (ceux-ci ayant été, par exemple, recuits, travaillés à froid ou soumis préalablement à une surcharge). Il est probable que des déterminations exactes, opérées à cet égard sur de nombreuses matières, permettraient d'obtenir des aperçus que les procédés de la physique n'ont pu donner jusqu'à présent. Dans ce fait resté inobservé, malgré les raisonnements trouvés à l'aide des diverses formules proposées jusqu'à présent pour représenter ce rapport, l'auteur voit une partie très importante de la valeur de la fonction qui incombe au rapport existant entre les allongements et les tensions. Au surplus, il reste au point de vue déjà indiqué plusieurs fois : « Si l'élasticité réelle de toutes les matières pouvait s'exprimer avec une exactitude suffisante au moyen d'une autre fonction, comprise entre ε et τ et offrant en outre l'avantage d'un emploi plus facile que $\varepsilon = \alpha \tau^m$, dans les calculs nécessaires à la détermination des efforts que subissent les corps travaillant à la flexion ou à la torsion, cette fonction serait, à mon avis, bienvenue de la science pure aussi bien que de la technologie pratique ».

² Sous cette charge, toute résistance propre d'une partie de construction exécutée avec une telle matière paraît généralement épuisée ; car des déformations plus grandes et persistantes sont ordinairement inadmissibles. A ce point de vue, la limite d'étirage ou d'écoulement a donc pour le constructeur l'importance d'une limite de résistance à la traction.

longueur l_r acquise par une barre de longueur primitive l , après sa rupture, qui se produit à peu près au milieu de ladite barre.

La première grandeur donne, dans la formule

$$\psi = 100 \frac{s - s_r}{s} \quad (7)$$

la *réduction de section* subie par la barre rompue, au point de rupture, en centièmes de la section primitive, cette réduction, quand elle se produit, s'appelle aussi contraction ou rétrécissement.

La seconde grandeur donne, dans la formule

$$\varphi = 100 \frac{l_r - l}{l} \quad (8)$$

l'allongement de la barre rompue ou, par abréviation, l'*allongement de rupture*, en centièmes de l'étendue primitive de la barre soumise au mesurage.

Si l'on veut obtenir pour φ , avec des barres de section différente, des résultats comparables entre eux, on prend l proportionnel à la racine carrée de la section de la barre. En prenant pour base une barre cylindrique normale de 20^{mm} de diamètre et 200^{mm} de longueur, on trouve que la longueur proportionnelle d'une éprouvette de section s s'exprime au moyen de l'équation

$$l = 200 \frac{\sqrt{s}}{\sqrt{\frac{\pi}{4} \times 20^2}} = 11,3 \sqrt{s} \quad (8a)$$

dans laquelle s doit être exprimé en millimètres carrés¹.

Extension élastique. Limites d'élasticité.

Quand une barre soumise à une charge P et ayant, en conséquence, subi un allongement λ vient à être déchargée, la déformation produite ne disparaît généralement pas com-

¹ En général, on ne doit pas oublier, en comparant les allongements de rupture de barres différentes, que la possibilité de la comparaison suppose un certain rapport entre la mesure de la longueur et celle de la section. C'est ainsi, par exemple, qu'il convient, d'après l'équation 8a, d'avoir $l = 10 d$, de manière à obtenir, comme valeurs correspondantes :

diamètre $d =$	20mm	15mm	10mm
longueur $l =$	200mm	150mm	100mm

Si l'on prend une longueur moindre, comme on le fait ordinairement en France, où par exemple, on a le rapport

$$l = \frac{200}{3} s \quad \text{ou} \quad l = \approx 8,2 \sqrt{s},$$

correspondant à $l = 7,235 d$, ce qui donne les valeurs corrélatives

$d =$	27,64	19,55	13,82	9,77 ^{mm}
$l =$	200	141	100	71 ^{mm}

on obtient, en général, des valeurs plus grandes pour l'allongement de rupture de la même matière; c'est ainsi qu'une seule et même matière, essayée en Allemagne avec $l = 10 d$ et en France avec $l = 7,235 d$ fournit, dans ce dernier pays, un allongement de rupture plus grand; et par conséquent semble plus tenace, si l'on considère φ comme mesure de la ténacité. Ce fait ne doit pas être perdu de vue quand on veut comparer, au point de vue de l'extension ou de la ténacité des matériaux, des données provenant de différents pays. Dans l'Amérique du Nord, on prend souvent des longueurs d'éprouvettes encore moindres que celles usitées en France.

plètement. Il en résulte qu'une partie de λ , soit λ' constitue un changement persistant de longueur ou un reste d'allongement correspondant à un changement de longueur $\lambda - \lambda'$ destiné à disparaître de nouveau. Ce dernier allongement est particulièrement désigné sous le nom *d'extension élastique* ou de ressort¹.

Toutes choses égales, d'ailleurs, les allongements permanents λ sont d'autant plus importants que la charge P a été plus grande. Ils sont nuls ou négligeables pour des charges suffisamment petites. La tension jusqu'à laquelle cela a lieu, c'est-à-dire jusqu'à laquelle le corps se comporte comme s'il était complètement ou presque complètement élastique, est désignée sous le nom de *limite d'élasticité*. Les corps, d'ailleurs, montrent pour la plupart, des déformations permanentes, même lorsqu'ils sont soumis à des efforts relativement petits; de sorte que si l'on emploie des instruments de mesure suffisamment sensibles, ou des barres assez longues, la limite d'élasticité, qui comprend le champ de l'élasticité parfaite, se rapproche de zéro. Parmi les matériaux usuels de construction dans leur état primitif, l'acier dur, tel qu'on l'emploie par exemple pour les outils, est le seul corps pour lequel les allongements persistants, même aux tensions les plus élevées, soient assez petits pour ne pouvoir être déterminés avec les instruments de mesure employés aujourd'hui².

Action consécutive d'élasticité.

En général, la déformation paraît aussi dépendre de la durée du temps. La déformation que peut produire une charge déterminée exige, pour s'accomplir, un certain temps court ou prolongé. Par exemple une barre d'acier dur, à outils, présentera aussitôt qu'elle aura été soumise graduellement à une charge, tout l'allongement qu'elle peut acquérir sous l'influence de cette charge, tandis qu'une courroie de cuir chargée pendant des mois et même pendant des années subit encore des allongements qui, à la vérité, deviennent de plus en plus petits. Dans des cas tels que ce dernier, le temps conduit asymptotiquement à l'état final.

Il se produit un résultat tout à fait analogue à l'égard de la suppression de la charge : la barre graduellement déchargée se rapproche de son état primitif, avec une rapidité variable suivant la nature de la matière, d'autant plus lentement que la déformation produite a été plus grande et a duré plus longtemps.

Ce phénomène d'extension et de retrait graduels que présente la déformation des matières se nomme *action consécutive d'élasticité*³.

¹ Au sujet de la détermination du ressort, de la distinction des allongements permanents, etc., on peut consulter *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, pages 65 à 67, ainsi que les essais relatés au § 4, pages 11 et suivantes. La note placée au bas de la page 67, indique la nécessité d'éviter toute brusquerie dans le traitement de la matière à essayer.

² Le quotient obtenu en divisant l'allongement élastique par l'allongement total permet d'exprimer le degré de perfection de l'élasticité (degré d'élasticité), tandis que l'extension élastique de l'unité de longueur, pour le kilogramme de différence de tension, mesure la grandeur de l'élasticité. Voir *Elasticität und Festigkeit*, 1898, pages 68 et suivantes.

Au sujet de l'inadmissibilité de la confusion des limites d'élasticité et de proportionnalité, ou de leur substitution réciproque, voir *Elasticität und Festigkeit*.

³ La décomposition des allongements élastiques en deux parties, dont la première est considérée comme se produisant subitement ou du moins avec une très grande rapidité pour disparaître ensuite de la même manière, tandis que la seconde partie peut être regardée comme ayant une action consécutive, c'est-à-dire comme se produisant peu à peu avec une vitesse décroissante est — à la rigueur — une conception arbitraire.

L'influence du temps se fait, en général, sentir aussi sur les grandeurs déterminées par les formules 6 à 8.

Compression. Résistance à la compression.

Ce qui précède, bien que concernant seulement, tout d'abord, la barre soumise à la traction, s'applique aussi aux corps qui ont à supporter une pression; dans ce cas, les déformations et les tensions se produisent simplement en sens contraires.

La force agissant par pression a pour résultat : un raccourcissement de l'axe de la barre dont la longueur primitive l diminue de λ , c'est-à-dire prend une extension négative dont la valeur absolue $\varepsilon = \lambda : l$, en même temps qu'il se produit, perpendiculairement à l'axe, une extension transversale $\varepsilon_s = \varepsilon : m$.

L'allongement négatif, dans la direction de l'axe de la barre, se rattache à la tension négative ou pression par la grandeur absolue $\tau = \varepsilon : \alpha$, en supposant que α désigne le coefficient d'extension (négative) en présence de la pression, c'est-à-dire la quantité dont une barre de la matière considérée, ayant une section r et une longueur l , se raccourcit pour un kilogramme de charge, ou, pour abrégé, la diminution de l'unité de longueur pour un kilogramme de pression. Pour le cas où ce nombre est invariable jusqu'à une certaine pression, on obtient dans cette dernière la limite de proportionnalité en présence de la pression. Au lieu de la limite d'étirage, on a ici la limite d'écoulement ou d'écrasement, à laquelle la matière s'écoule latéralement, c'est-à-dire cède avec une rapidité et une persistance relatives, sans toutefois que sa destruction s'ensuive. C'est ce qui a lieu, par exemple, pour le plomb, le fer doux fondu, etc. ¹.

La charge qui a pu vaincre la résistance du corps soumis à la pression, divisée par la section primitive, est désignée sous le nom de *résistance à la compression*. Elle dépend spécialement de la longueur du corps et diminue quand la longueur de ce corps augmente.

¹ Dans la construction, la résistance de la matière est ordinairement épuisée, dès le commencement de cet écoulement latéral. À ce point de vue, la résistance à l'écrasement a, pour le constructeur, l'importance d'une limite de résistance de la matière à la pression.

Le retour final « à l'arrêt », pour ainsi dire, de la matière amenée à l'état de compression persistante plus ou moins grande, et la cessation de l'écoulement latéral produit par la charge supportée pendant un certain temps, ne changent rien, ainsi que le faisait prévoir, indépendamment de toute autre chose, la manière dont une barre résistante se comporte dans un essai à la traction, à l'épuisement dans le sens indiqué de la résistance de la matière à son état primitif, lorsqu'on vient à la soumettre à la charge qui l'a fait céder latéralement.

Pour bien comprendre ce qui précède, on peut observer qu'un solide composé de plomb, de fer doux fondu ou de quelque matière analogue, reçoit un accroissement de section transversale sous la pression d'une charge; pour le plomb mou, l'aire de la section est multipliée plusieurs fois. Par suite de ce fait, la force nécessaire à une compression poussée plus loin doit changer après une déformation suffisamment avancée. Il est, naturellement, inadmissible de voir une mesure de la résistance de la matière dans le quotient obtenu en divisant, par la section primitive, la force observée à la fin d'une déformation poussée loin et en grande partie persistante.

B. SOLIDES EN FORME DE BARRE, AVEC AXE RECTILIGNE

I. Conditions particulières du travail.

1. Traction. Compression.

Les forces extérieures qui agissent sur la barre se résolvent, pour la section considérée, en une force P dont la direction se confond avec l'axe de la barre. Si P agit par pression, les dimensions de la section transversale doivent être supposées assez grandes pour que l'on ne se trouve pas dans le cas d'une charge en bout (article 3).

Désignations relatives à la fig. 1 :

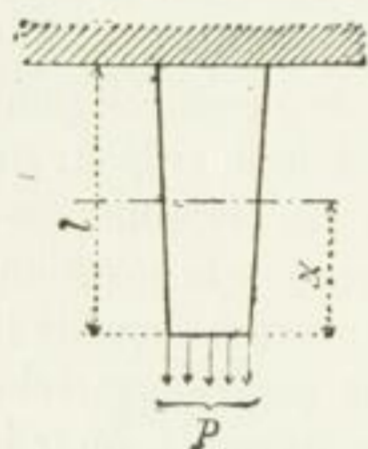


Fig. 1

s grandeur de la section transversale en question, située à une distance x de la surface terminale,

s_0 section minima de la barre,

l longueur primitive de la barre,

λ changement que l subit sous l'influence de la force P ,

ε extension à la section transversale s ,

α coefficient d'allongement de la matière de la barre, désignant le changement de l'unité de longueur pour un kilogramme de tension,

$\tau = \frac{\varepsilon}{\alpha}$ tension normale sur la section s ,

k_t, k effort de traction ou de pression admissible pour la matière considérée.

Si l'on fait abstraction du poids propre de la barre et spécialement si l'on suppose que l'extension ε (pour une tension τ) est égale en tous les points de la section transversale, et que des forces perpendiculaires à l'axe de la barre n'agissent pas sur celle-ci, on obtient les relations suivantes :

$$P = \tau s \quad (9)$$

$$P \leq k_t s_0, \text{ ou } P \leq k s_0 \quad (10)$$

pour la barre prismatique, on a :

$$\lambda = \alpha l \tau = \alpha l \frac{P}{s} \quad (11)$$

Si l'on doit tenir compte du poids propre p du solide vertical, on obtient, pour la section s_1 qui en est chargée :

$$\tau = \frac{P + p}{s_1} \quad (12)$$

et

$$k_t \geq \frac{P + p}{s_1}, \text{ ou } k \geq \frac{P + p}{s_1} \quad (13)$$

de même pour la loi d'après laquelle la barre devrait avoir la forme d'un solide d'égale résistance :

$$s = \frac{P}{k_t} e^{\frac{\gamma x}{k_t}}, \quad (14)$$

en supposant que

e désigne la base des logarithmes naturels et

γ le poids de l'unité de volume de la matière de la barre.

Exemple particulier d'un corps soumis à la traction.

Le fil d'un conducteur électrique ayant un poids spécifique γ et un coefficient de dilatation par la chaleur α_c , est porté par des tiges écartées l'une de l'autre d'environ $2l$. Les points de suspension sont situés à la même hauteur. La moindre hauteur de flèche h , à laquelle doit correspondre la tension du fil à la température t , lorsque la tension à la température la plus basse t_0 ne doit pas dépasser la grandeur τ_0 , se calcule au moyen de la formule

$$h^3 - \frac{3}{2} l^2 \left[\frac{1}{6} \frac{\gamma^2}{\tau_0^2} l^2 + \alpha_c (t - t_0) - \alpha \tau_0 \right] h = \frac{3}{4} \alpha \gamma l^4.$$

2. Flexion.

Les forces extérieures agissant sur la barre rencontrent son axe à angle droit et donnent, pour la section transversale considérée, un couple de forces dont le plan est perpendiculaire à cet axe.

a. LE PLAN DU COUPLE DE FORCES COUPE LA SECTION SUIVANT UN DES DEUX AXES PRINCIPAUX.

Soient :

M_f le moment du couple fléchissant eu égard à la section transversale considérée,

I le moment d'inertie de cette dernière sur l'axe principal (axe neutre) perpendiculaire au plan du couple de forces,

τ la tension normale produite par M_f à la distance τ du même axe principal, positive pour les fibres soumises à la traction et négative pour celles soumises à la pression,

e_1 la plus grande valeur positive de τ (distance de la fibre la plus tendue),

e_2 la plus grande valeur négative de τ (distance de la fibre la moins tendue).

k_t, k les efforts admissibles de traction ou de pression,

x et y les coordonnées d'un point quelconque de la ligne élastique, telles que l'axe x coïncide avec l'axe primitivement droit de la barre,

ρ le rayon de courbure de la ligne élastique au point déterminé par x et y ,

α le coefficient d'allongement.

On a alors, en admettant les hypothèses au sujet desquelles je dois renvoyer le lecteur au § 20 d' « *Elasticität und Festigkeit* »¹ :

$$M_f = \frac{I}{\alpha \rho} \quad \text{ou} \quad \frac{1}{\rho} = \alpha \frac{M_f}{I} = \alpha \pm \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (15)$$

$$M_f = \tau \frac{I}{\tau}, \quad (16)$$

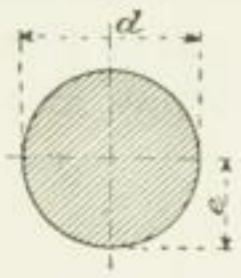

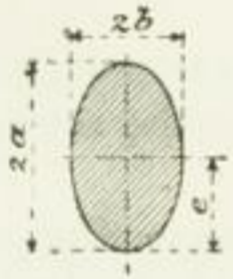
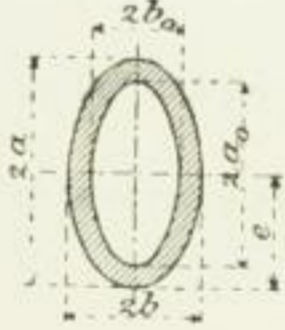
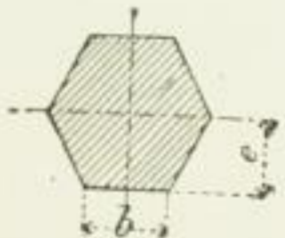
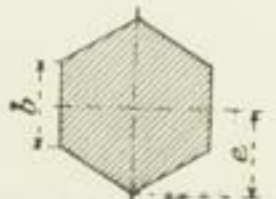
$$k_t \geq \frac{M_f}{I} e_1 \quad \text{et} \quad k \geq \frac{M_f}{I} e_2 \quad (17)$$

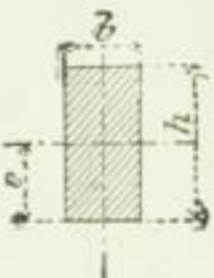
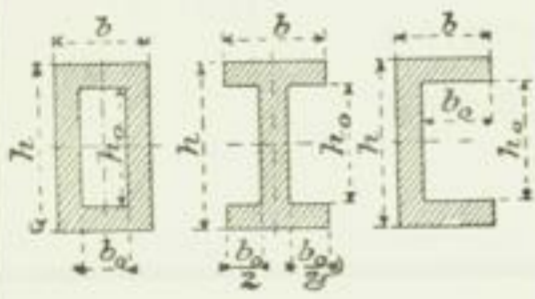
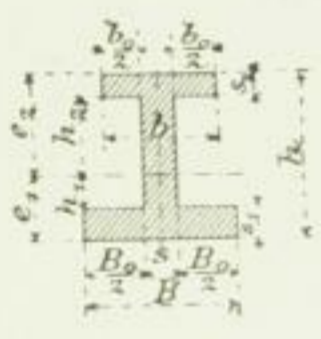
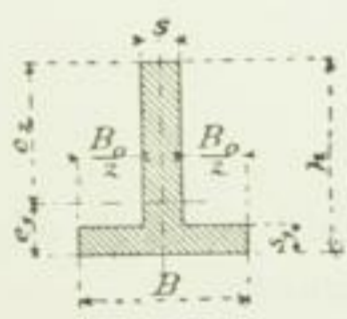
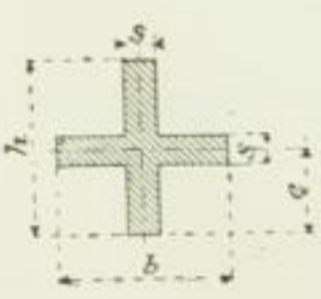
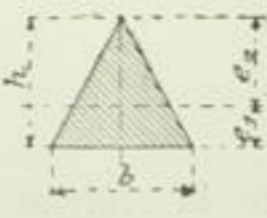
Si, dans le calcul, on ne prend ni k_t , ni k , mais k_f comme effort admissible à la flexion, ce qui paraît nécessaire pour la fonte et le bois, par exemple, et si l'on désigne alors par e la distance de la fibre soumise au plus grand effort, on a :

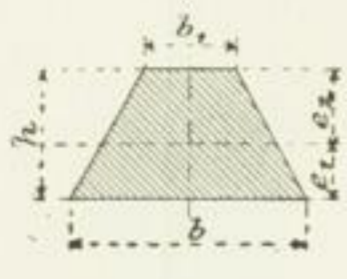
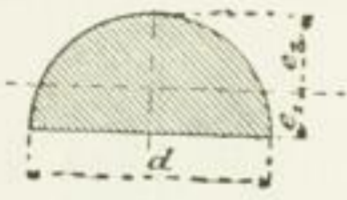
$$M_f \leq k_f \frac{I}{e} \quad (18)$$

¹ Aux pages 195 et suivantes de cet ouvrage, 3^e édition, se trouve, traité au point de vue mathématique, et en partant de la loi $\epsilon = \alpha \tau^n$, le cas d'une barre soumise à la flexion.

Comparaison des moments d'inertie.

Forme de section	Moment d'inertie I	Distance du centre de gravité	Aire de la section s
	$\frac{\pi}{64} d^4$	$e = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi}{4} d^2$
	$\frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4)$	$e = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)$
	$\frac{\pi}{4} a^3 b$	$e = a$	$\pi a b$
	$\frac{\pi}{4} (a^3 b - a_0^3 b_0)$	$e = a$	$\pi (ab - a_0 b_0)$
	$\frac{5\sqrt{3}}{16} b^4 = 0,54 b^4$	$e = 0,866 b$	$\frac{3\sqrt{3}}{2} b^2 = 2,6 b^2$
	$0,54 b^4$	$e = b$	$2,6 b^2$

Forme de section	Moment d'inertie I	Distance du centre de gravité	Aire de la section s
	$\frac{1}{12}bh^3$	$e = \frac{h}{2}$	bh
	$\frac{1}{12}(bh^3 - b_0h_0^3)$	$e = \frac{h}{2}$	$bh - b_0h_0$
	$\frac{Be_1^3 - B_0h_1^3 + be_2^3 - b_0h_2^3}{3}$	$e_1 = \frac{sh^2 + B_0s_1^2 + b_0s_2(2h - s_2)}{2(sh + B_0s_1 + b_0s_2)}$	$sh + B_0s_1 + b_0s_2$
	$\frac{Be_1^3 - B_0(e_1 - s_1)^3 + se_2^3}{3}$	$e_1 = \frac{1}{2} \frac{sh^2 + B_0s_1^2}{sh + B_0s_1}$	$sh + B_0s_1$
	$\frac{1}{12}[h^3s + (b - s)s^3]$	$e = \frac{h}{2}$	$hs + (b - s)s$
	$\frac{1}{36}bh^3$	$e_1 = \frac{h}{3}$ $e_2 = \frac{2}{3}h$	$\frac{1}{2}bh$

Forme de section	Moment d'inertie I	Distance du centre de gravité	Aire de la section s
	$\frac{1}{36} \frac{b^2 + 4bb_1 + b_1^2}{b + b_1} h^3$	$e_1 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}$ $e_2 = \frac{2b + b_1}{b + b_1} \frac{h}{3}$	$\frac{b + b_1}{2} h$
	$0,0069 d^4$	$e_1 = 0,212 d$ $e_2 = 0,288 d$	$\frac{\pi}{8} d^2$

Modes particuliers d'application de la charge.

α. SOLIDES PRISMATIQUES.

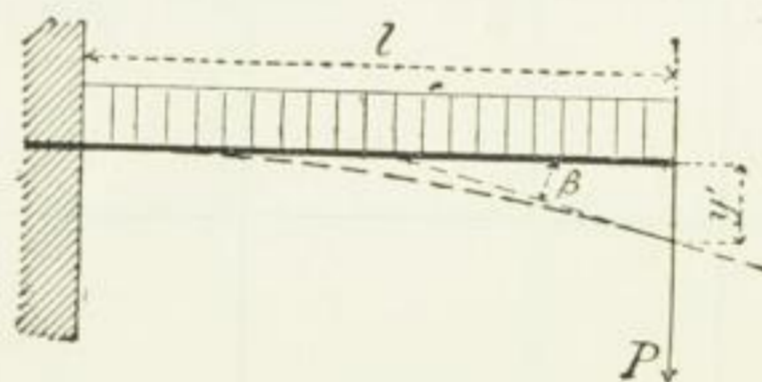


Fig. 2.

La barre est encastrée à une extrémité et chargée, à l'autre, d'un poids P ; elle supporte en outre une charge $Q = pl$, uniformément répartie sur sa longueur.

Le moment fléchissant maximum atteint, à l'encastrement :

$$\max(M_f) = \left(P + \frac{Q}{2}\right)l \quad (19)$$

La flexion transversale à l'extrémité libre

$$y' = \frac{\alpha}{I} \left(\frac{P}{3} + \frac{Q}{8}\right)l^3 \quad (20)$$

et l'angle d'inclinaison de la ligne élastique, sur l'axe primitivement horizontal de la barre :

$$\beta = \frac{\alpha}{2I} \left(P + \frac{Q}{3}\right)l^2 \quad (21)$$

La barre repose à ses deux extrémités sur des appuis, elle porte la charge $Q = pl$,

uniformément répartie sur elle, et est soumise à la force P , qui agit au point C ; on a $a < b$.

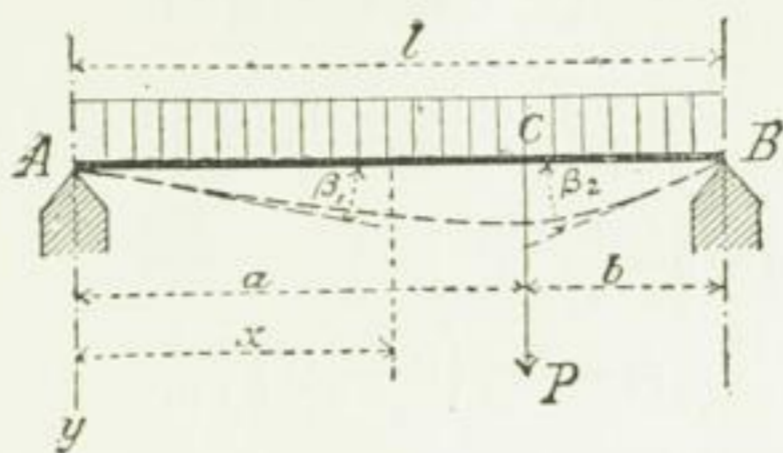


Fig. 3.

Le moment fléchissant acquiert sa plus grande valeur :

1^o Quand :

$$\frac{P}{Q} \geq \frac{a-b}{2b},$$

pour la section transversale en C , et cette valeur est :

$$\max (M_f) = \left(P + \frac{Q}{2} \right) \frac{ab}{l}; \quad (22)$$

2^o Quand :

$$\frac{P}{Q} < \frac{a-b}{2b}, \text{ pour } x = \frac{P}{Q} b + \frac{l}{2},$$

$$\max (M_f) = \left(P \frac{b}{l} + \frac{Q}{2} \right)^2 \frac{l}{2Q} \quad (23)$$

Pour :

$$Q = 0 \text{ et } a = b = \frac{l}{2}$$

on a :

$$\max (M_f) = \frac{Pl}{4} \quad (24)$$

et pour :

$$P = 0$$

$$\max (M_f) = \frac{Ql}{8} = \frac{pl^2}{8} \quad (25)$$

La flexion transversale en C atteint :

$$y' = \left(P + \frac{l^2 + ab}{8ab} Q \right) \frac{a^2 b^2}{3l} \frac{\alpha}{I} \quad (26)$$

et pour :

$$a = b = \frac{l}{2}$$

$$y' = \left(P + \frac{5}{8} Q \right) \frac{\alpha}{I} \frac{l^3}{48} \quad (27)$$

L'angle d'inclinaison de la ligne élastique, aux points A et B est donné par la formule :

$$\beta_1 = \left(P \frac{ab(a+2b)}{6l} + \frac{Ql^3}{24} \right) \frac{\alpha}{I} \quad (28)$$

ou

$$\beta_2 = \left(P \frac{ab(2a+b)}{6l} - \frac{Ql^3}{24} \right) \frac{\alpha}{I} \quad (29)$$

on a en conséquence, pour $a = b = \frac{l}{2}$

$$\beta_1 = \beta_2 = \left(P + \frac{2}{3} Q \right) \frac{\alpha l^3}{I 16} \quad (30)$$

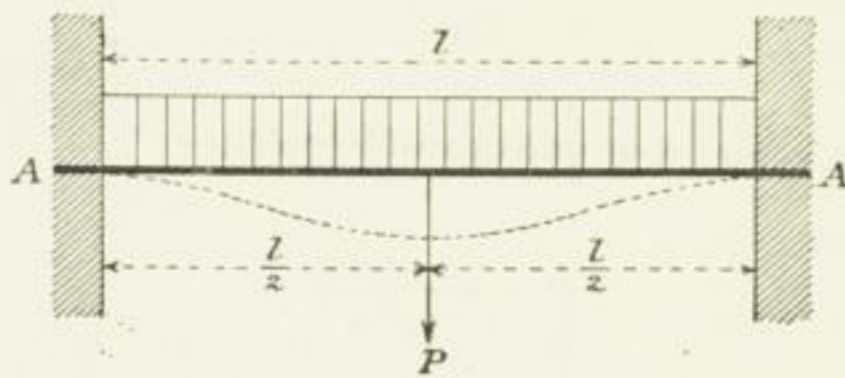


Fig. 4.

La barre est encastrée horizontalement à ses deux extrémités¹ et supporte, en même temps qu'une charge uniformément répartie $Q = pl$, la force P qui agit en son milieu.

Le moment fléchissant, à la section d'encastrement en A, (à gauche et à droite), atteint :

$$M_f = \frac{Pl}{8} + \frac{Ql}{12} \quad (31)$$

et au milieu de la barre :

$$M_f = \frac{Pl}{8} + \frac{Ql}{24} \quad (32)$$

La flexion transversale, en ce dernier endroit, se trouve au moyen de la formule :

$$y' = \left(P + \frac{Q}{2} \right) \frac{\alpha l^3}{I 192} \quad (33)$$

Pour $Q = 0$ on a, aux sections transversales d'encastrement en A et au milieu de la barre,

$$\max (M_f) = \frac{Pl}{8} \quad (34)$$

tandis que pour $P = 0$, on a :

$$\max (M_f) = \frac{Ql}{12} = \frac{pl^2}{12} \quad (35)$$

aux deux sections d'encastrement, en A.

¹ En réalité, l'encastrement est, à l'ordinaire, imparfait, ce qui rend, à la section médiane de la barre, l'effort plus grand que ne l'indiquent les formules 32 et 34 (voir le § 53 dans l'ouvrage « *Elasticität und Festigkeit* »). Par contre, l'effort aux sections transversales des points d'encastrement, est d'autant plus réduit que le scellement s'éloigne davantage de l'état d'encastrement parfait et se rapproche de celui de simple appui. Tandis que, dans ce cas, le moment de flexion au milieu de la barre s'élève de la valeur déterminée par l'équation 32 jusqu'à $\frac{Pl}{4} + \frac{Ql}{8}$, il descend, pour les points de fixation, de la grandeur donnée par la formule 31, jusqu'à zéro.

Au milieu de la barre, c'est la fibre inférieure qui subit le plus grand effort de traction ; tandis qu'aux sections transversales d'encastrement c'est la fibre supérieure.

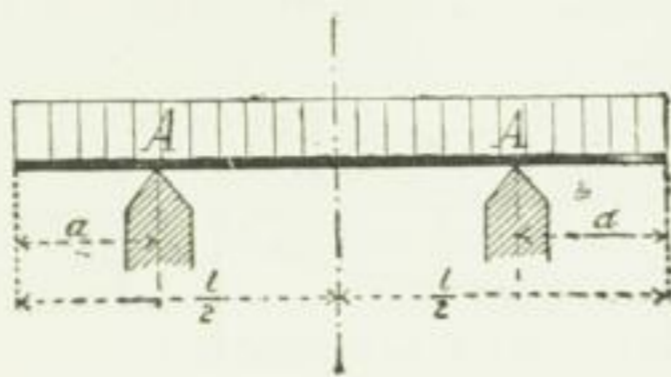


Fig. 5.

La barre est supportée de la manière indiquée figure 5 et chargée d'un poids p par unité de longueur.

Le moment fléchissant en A est :

$$\frac{pa^2}{2}$$

et au milieu de la barre :

$$\frac{p}{2} \left[\left(\frac{l}{2} - a \right)^2 - a^2 \right]$$

Ces deux moments deviennent égaux pour :

$$a = 0,207l$$

et

$$M_f = 0,0215 pl^2 \quad (36)$$

β. SOLIDES D'ÉGALE RÉSISTANCE

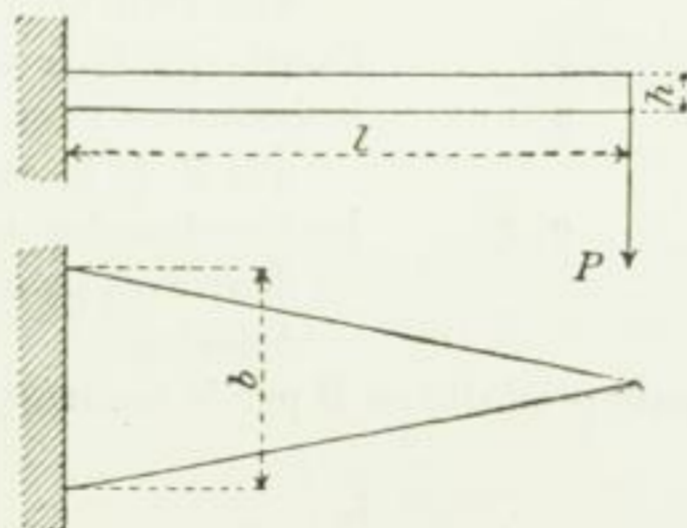


Fig. 6.

Pour les solides triangulaires ayant la hauteur constante h et la largeur b , à la section transversale d'encastrement (ressort triangulaire), de façon que $I = \frac{1}{12} bh^3$, la flexion à l'extrémité libre chargée est :

$$y' = \frac{1}{2} \alpha \frac{Pl^3}{I} = 6\alpha \frac{Pl^3}{bh^3} = \alpha k_f \frac{l^3}{h} \quad (37)$$

La barre prismatique des dimensions b et h donne, d'après la formule 20 :

$$y' = 4\alpha \frac{Pl^3}{bh^3} ;$$

c'est-à-dire un tiers en moins.

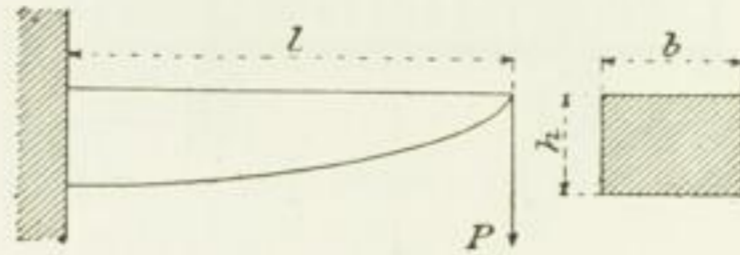


Fig. 7.

Pour le solide parabolique ayant la largeur constante b et la hauteur h , avec une section transversale à l'encastrement telle que $I = \frac{1}{12} bh^3$, la flexion atteint, à l'extrémité libre :

$$y' = \frac{2}{3} \alpha \frac{Pl^3}{I} = 8\alpha \frac{Pl^3}{bh^3} = \frac{4}{3} \alpha k f \frac{l^3}{h} \quad (38)$$

La barre prismatique correspondant à b et h n'aurait qu'une flexion à peu près moitié moindre.

b. LE PLAN DU COUPLE DE FORCES NE CONTIENT AUCUN DES DEUX AXES PRINCIPAUX

Soient, figure 8 :

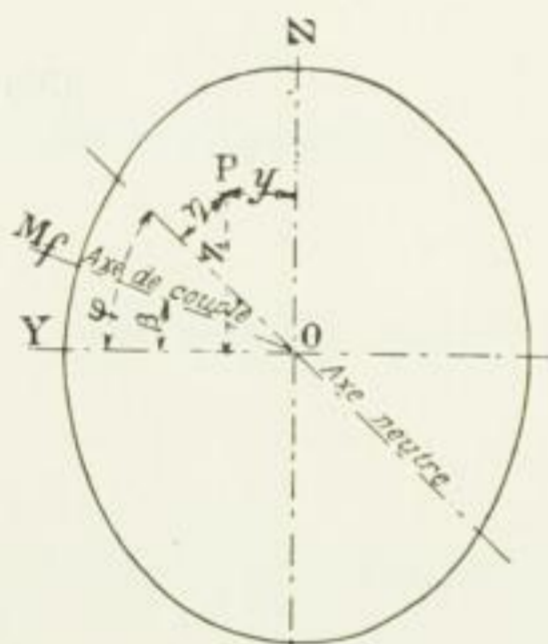


Fig. 8.

- OY et OZ les deux axes principaux de la section,
- I_y, I_z le moment d'inertie de la section pour l'axe OY ou l'axe OZ,
- OM $_f$ l'axe du couple fléchissant dont le moment est M $_f$,
- β l'angle que cet axe du couple fléchissant forme avec l'axe OY,
- φ l'angle que l'axe neutre forme avec l'axe OY,
- r la distance à l'axe neutre d'un point quelconque P de la section,
- y, z les coordonnées de ce point rapportées sur les deux axes principaux comme axes de coordonnées,

τ la tension normale produite en P par le moment fléchissant M $_f$.

On a :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{I_y}{I_z} \operatorname{tg} \beta, \quad (39)$$

$$\tau = M_f \left(\frac{z \cos \beta}{I_y} - \frac{y \sin \beta}{I_z} \right) = r M_f \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{I_y^2} + \frac{\sin^2 \beta}{I_z^2}} \quad (40)$$

On se basera sur le point P de la section où a lieu la plus grande fatigue de la matière.

3. Flexion des pièces chargées debout.

Si une barre soumise à la pression a une longueur notable, comparativement aux dimensions de sa section transversale, il s'y produit une courbure ou flexion transversale tout à fait indépendante des efforts latéraux plus ou moins importants auxquels la barre peut se trouver soumise. Cette courbure ou flexion provient de ce que l'axe des longues barres ne forme pas une ligne droite, de ce que la matière n'est pas parfaitement homogène, de ce que son état n'est pas le même en tous ses points, enfin de ce que la force qui produit la pression ne coïncide pas très exactement avec l'axe des barres.

Ces barres doivent être constituées de manière à pouvoir résister à la flexion.

En nous reportant aux figures 9 à 12, désignons par :

P la force agissant dans la direction de l'axe de la barre,

I le moment d'inertie, opposé à la flexion, de la section transversale de la barre (ordinairement c'est le plus petit des deux moments d'inertie principaux),

l la longueur de la barre,

α le coefficient d'allongement,

S un coefficient de sécurité, nombre que l'on doit choisir en tenant compte des conditions spéciales du problème à résoudre (Voir *Elasticität und Festigkeit*, § 25).



Fig. 9.

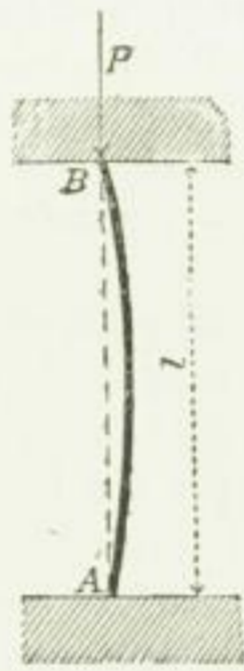


Fig. 10.



Fig. 11.



Fig. 12.

Nous nous trouvons alors en présence des cas suivants :

Fig. 9. — Barre encastree à son extrémité A et pouvant se mouvoir librement à l'autre :

$$P = \frac{\pi^2 I}{4S \alpha l^2} \quad (41)$$

Fig. 10. — Barre dont les extrémités A et B peuvent se mouvoir librement; mais qui est obligée de rester dans la direction de son axe primitif.

$$P = \frac{\pi^2 I}{S \alpha l^2} \quad (42)$$

Fig. 11. — Barre encastree à l'extrémité A¹ et mobile à l'autre extrémité, mais astreinte à rester dans la ligne AB.

¹ Voir la note placée au bas de la page 14.

$$P = \frac{2\pi^2 I}{S \alpha l^2} \quad (43)$$

Fig. 12. — Barre pincée aux deux extrémités de façon qu'au moment de la flexion la droite AB reste tangente à la ligne élastique aux points AB¹.

$$P = \frac{4\pi^2 I}{S \alpha l^2} \quad (44)$$

4. Cisaillement.

Les forces extérieures qui agissent sur la barre donnent, pour la section transversale considérée, une résultante comprise dans le plan de cette section et coupant l'axe de la barre.

Soient (fig. 13).

C la force de cisaillement, qui agit suivant l'axe de symétrie de la section transversale, s l'aire de la section,

I le moment d'inertie de la section par rapport à l'axe du centre de gravité perpendiculaire à C,

2y la largeur de la section à une distance z de cet axe,

φ l'angle que la tangente PA forme au point P du périmètre, situé à la distance z, avec la direction de C,

$M_z = \int_{\varepsilon}^e 2yz dz$ le moment statique de la surface de section transversale située, par rapport à OY, entre les distances z et e (sur la figure cette surface est indiquée par des hachures),

θ la tension tangentielle produite en P par la force C et résultant d'un couple de forces qui agit constamment suivant le plan de la section et perpendiculairement à ce plan,

θ_{max} la plus grande tension de cisaillement agissant sur la section transversale,

k_c l'effort admissible pour la matière soumise au cisaillement.

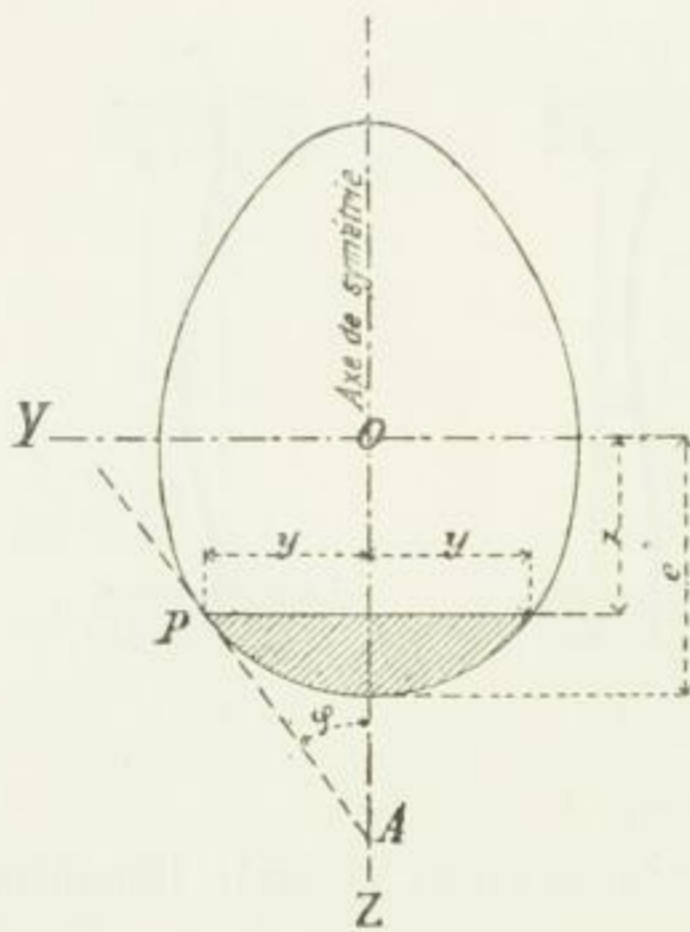


Fig. 13.

On a :

$$\theta = \frac{C}{2y \cos \varphi} \frac{M_z}{I} \quad (45)$$

$$\theta_{max} \leq k_c \quad (46)$$

Pour la section rectangulaire de largeur $b = 2y$ et de hauteur h :

$$\theta = \frac{3}{2} \frac{C}{bh} \left[1 - \left(z : \frac{h}{2} \right)^2 \right] \quad (47)$$

¹ Voir la note au bas de la page 14.

d'où l'on tire, pour $\varepsilon = 0$ c'est-à-dire situé au milieu (sur l'axe neutre)

$$\theta_{max} = \frac{3}{2} \frac{C}{bh} = \frac{3C}{2s} \quad (48)$$

Pour une section circulaire, de diamètre $d = 2r$, on trouve :

$$\theta = \frac{4}{3} \frac{C}{s} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{r}\right)^2} \quad (49)$$

et pour $\varepsilon = 0$, et par conséquent au milieu (sur l'axe neutre)

$$\theta_{max} = \frac{4}{3} \frac{C}{s} \quad (50)$$

Pour une section circulaire en forme d'anneau, de diamètre moyen d_m et d'épaisseur e , on a, en supposant que e soit relativement petit, par rapport à d_m , pour le milieu

$$\theta_{max} = 2 \frac{C}{\pi d_m e} = 2 \frac{C}{s} \quad (51)$$

On se contente fréquemment de calculer d'après

$$C \leq kcs \quad (52)$$

correspondant à l'expression

$$\theta = \frac{C}{s} \quad (53)$$

ce qui, en présence des formules 48, 50 et 51, aboutit à une différence de 50,33 $\frac{1}{2}$ ou 100 0/0. 1/3

5. Torsion.

Les forces extérieures qui agissent sur le solide prismatique donnent, pour la section transversale considérée, un couple de forces dont le plan est perpendiculaire à l'axe de la barre.

Si l'on désigne par :

M_r le moment du couple qui produit la torsion,

θ la torsion de cisaillement en un point quelconque de la section transversale, tension qui est toujours la résultante de deux forces agissant suivant le plan de la section et perpendiculairement à ce plan (voir § 30 d'*Elasticität und Festigkeit*, ainsi que la dernière figure du § 32 du même ouvrage,

θ_{max} la plus grande tension de cisaillement agissant sur la section transversale,

k_r l'effort admissible pour la matière soumise à la torsion,

β le coefficient¹ de cisaillement $= 2 \frac{m+1}{m} \alpha = 2,6 \alpha$, en admettant que l'on pose

¹ La déformation qu'un élément d'un corps subit, sous l'action de forces extérieures, se compose en général de changement de longueurs et d'angles. Les premiers se mesurent d'après l'extension ε qui, avec la tension normale τ consécutive est dans le rapport

$$\varepsilon = \alpha \tau$$

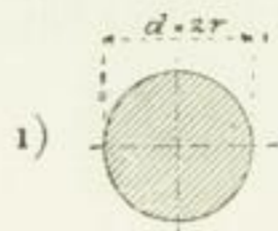
(page 2, formule 5). Les derniers sont déterminés par le glissement, c'est-à-dire par le changement que

$m = \frac{10}{3}$ et que cette valeur soit supposée invariable, comme tel est le cas pour α (voir page 3).

ρ l'angle proportionnel de torsion, c'est-à-dire l'angle que forme, en tournant, le croisement des axes principaux d'une section transversale de barre, par rapport au croisement des axes d'une autre section, distante de l'unité, sous l'influence du moment M_r ,

l la longueur de la barre.

On obtient les résultats suivants pour les diverses sections :



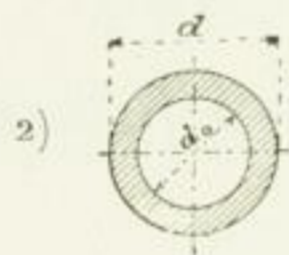
$$\rho = \frac{32}{\pi} \frac{M_r}{d^3} \beta \quad (54)$$

Aux points du périmètre de la section transversale :

$$M_r = \theta_{max} \frac{\pi}{16} d^3 \quad (55)$$

à une distance δ de l'axe :

$$\theta = \theta_{max} \frac{\delta}{r} \quad (56)$$



$$\rho = \frac{32}{\pi} \frac{M_r}{d^4 - d_0^4} \beta \quad (57)$$

subit l'angle droit (exprimé par la mesure de l'arc), de deux éléments de surfaces primitivement perpendiculaires l'un à l'autre. Ce changement est aussi égal à l'espace dont deux éléments de surface, écartés l'un de l'autre d'une unité, ont glissé, l'un par rapport à l'autre (de là vient la désignation de « glissement » pour changement d'angle). Avec un tel glissement ou changement d'angle, γ , la tension transversale θ se produit toujours par couple (sur les deux éléments de surfaces, primitivement à angle droit l'un sur l'autre, dont l'angle droit a varié de γ). Les deux grandeurs sont respectivement dans le rapport

$$\gamma = \beta \theta$$

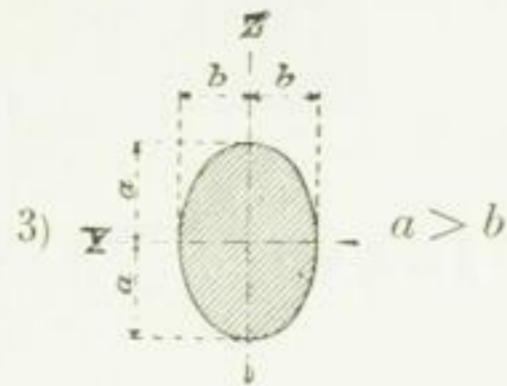
dans cette équation, le coefficient de cisaillement β désigne l'espace dont deux éléments de surfaces distants l'un de l'autre d'une unité ont glissé l'un vers l'autre sous l'action de l'effort de cisaillement égal à 1 kg. ; ou l'angle que prennent, sous l'influence du même effort, deux éléments de surfaces primitivement à angle droit l'un sur l'autre ; ou, pour abréger, le changement d'angle pour un kilogramme d'effort de cisaillement.

Il résulte de là que le coefficient de cisaillement β est avec la tension tangentielle θ et la déformation ou le glissement γ , qui en dépend, dans le même rapport que le coefficient d'allongement α avec la tension normale τ et la déformation (extension) ε , qui en est le résultat.

Jusqu'à présent les auteurs techniques ont eu l'habitude de calculer non pas avec le nombre β désigné ci-dessus et résultant de l'expérience ; mais avec la valeur réciproque $\frac{1}{\beta}$, à laquelle ils ont donné le nom de *module d'élasticité de cisaillement*. Cette conception est inaccessible à l'intuition ; tandis que celle du coefficient de cisaillement conduit à exprimer la manière dont se comporte réellement la matière et est, par conséquent intelligible, tout en s'accordant très bien avec le phénomène de déformation. On peut consulter, à ce sujet, la note placée en bas des pages 2 et 3, et le § 29 d'*Elasticität und Festigkeit*.

aux points du périmètre :

$$M_r = \theta_{max} \frac{\pi}{16} \frac{d^4 - d_0^4}{d} \quad (58)$$



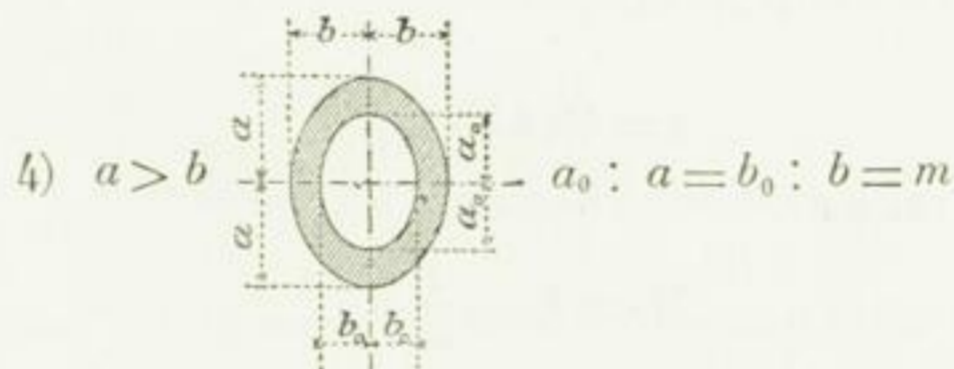
$$\rho = \frac{1}{\pi} M_r \frac{a^2 + b^2}{a^3 b^3} \beta \quad (59)$$

au point quelconque y, z de la section transversale :

$$\theta = \frac{2}{\pi} \frac{M_r}{a^3 b^3} \sqrt{a^4 y^2 + b^4 z^2} \quad (60)$$

et aux points extrêmes du petit axe :

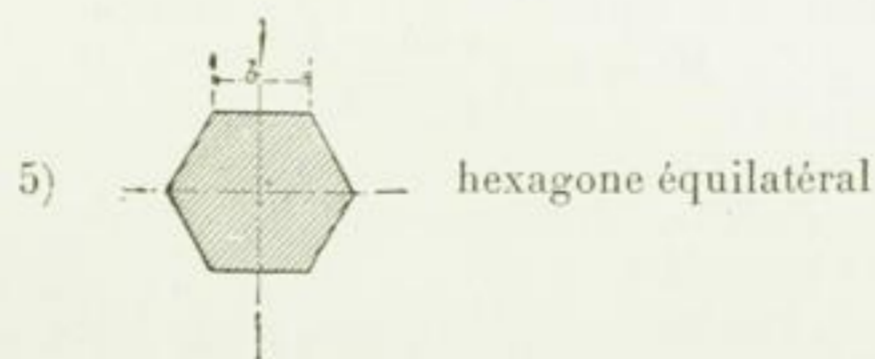
$$M_r = \theta_{max} \frac{\pi}{2} ab^3 \quad (61)$$



$$\rho = \frac{1}{\pi} M_r \frac{a^2 + b^2}{a^3 b^3 (1 - m^4)} \beta \quad (62)$$

aux points extrêmes du petit axe $2b$:

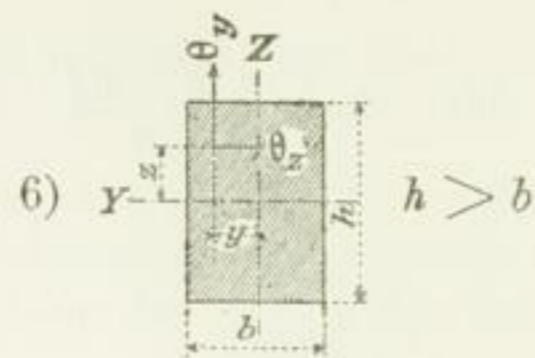
$$M_r = \theta_{max} \frac{\pi}{2} \frac{ab^3 - a_0 b_0^3}{b} \quad (63)$$



$$\rho = 0,967 M_r \frac{1}{b^3} \beta \quad (64)$$

au milieu des côtés :

$$M_r = \theta_{max} \frac{1}{1,09} b^3 \quad (65)$$



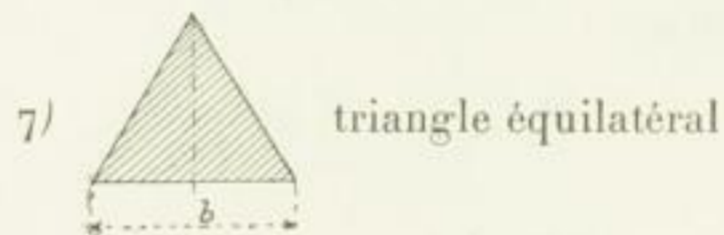
$$\rho = 3,6 Mr \frac{b^2 + h^2}{b^2 h^2} \beta \quad (66)$$

au milieu des côtés longs :

$$Mr = \theta_{max} \frac{2}{9} b^2 h \quad (67)$$

au point quelconque y, z :

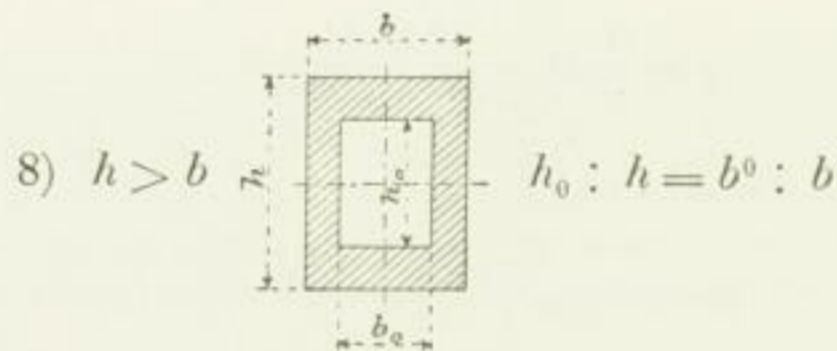
$$\left. \begin{aligned} \theta_y &= 2 \theta_{max} \frac{1}{b} \left[1 - \left(\frac{2z}{h} \right)^2 \right] y \\ \theta_z &= 2 \theta_{max} \frac{b}{h^2} \left[1 - \left(\frac{2y}{b} \right)^2 \right] z \end{aligned} \right\} \quad (68)$$



$$\rho = 46,2 Mr \frac{1}{b^4} \beta \quad (69)$$

Au milieu des côtés :

$$Mr = \theta_{max} \frac{1}{20} b^3 \quad (70)$$

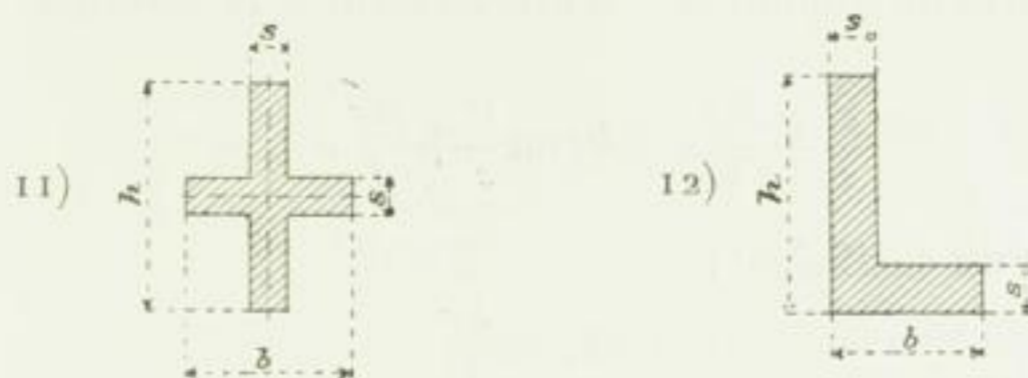


$$Mr = \theta_{max} \frac{2 b^3 h - b_0^3 h_0}{9 b} \quad (71)$$



$$Mr = \theta_{max} \frac{2}{9} s^2 (h + 2b_0), \quad (72)$$

on suppose, pour la section 10, $s \geq \frac{h}{5}$ et b_0 d'une grandeur peu supérieure à s .



$$M_r = \theta_{max} \frac{2}{9} s^2 (h + b - s); \quad (73)$$

Pour la section 12, on suppose :

$$s \geq \frac{h}{5}$$

en tous cas on doit avoir :

$$\theta_{max} \leq k_r$$

Le cas échéant, l'influence de la courbure qui se produit à la section transversale mérite une attention toute spéciale.

Quand on emploie la fonte, les valeurs indiquées pour k_r impliquent déjà l'office de cette influence (*loco citato* § 36).

6. Traction (ou compression) et flexion.

Les forces extérieures qui agissent sur la barre donnent, pour la section transversale considérée, une force P coïncidant avec l'axe de la barre et un couple de forces, de moment M_f , dont le plan coupe perpendiculairement la section transversale.

Pour un point quelconque de la section transversale, P donne une tension normale dont on peut trouver la valeur à l'art. 1. M_f a une action égale pour laquelle on peut se reporter à la formule 16, de l'article 2, ou à la formule 40. Si le plan du couple de forces contient l'un des deux axes principaux de la section transversale, la tension normale provoquée par M_f à la distance η de l'autre axe principal se trouve, d'après l'équation 16, au moyen de la formule $\frac{M_f}{I} \eta$ et, par suite, la tension normale résultante en ce point est :

$$\tau = \frac{M_f}{I} \eta \pm \frac{P}{s} \quad (74)$$

dans laquelle le signe supérieur est applicable quand P agit par traction, et le signe inférieur quand P agit par pression.

Si la barre, primitivement droite, fléchit de telle manière que P fournisse des moments considérables, il faut tenir compte de cette circonstance dans la recherche de M_f . Cela peut, par exemple, avec des tirants horizontaux ou inclinés, suffisamment longs par rapport à la hauteur de leur section transversale, et dans le cas d'une grande force de traction, conduire à ce résultat que l'effort de flexion dû au propre poids du tirant s'efface presque complètement en présence de l'effort de traction, au point de ce dernier effort peut être pris seul en considération. (Consulter *Elasticität und Festigkeit*. 3^e édition, pages 368 et suivantes).

Si la barre est faite d'une matière pour laquelle l'effort de flexion admissible k_f diffère notablement de l'effort admissible de traction k_t ; ce qui, par exemple, est le cas pour la fonte ($k_t < k_f < k$); il convient d'appliquer, conformément à la formule 18, les rapports suivants :

$$\frac{P}{s} + \frac{M_f}{I} e \leq k_f \text{ ou } \frac{P}{s} + \frac{M_f}{I} e \leq k_t$$

en les complétant par un coefficient :

$$\beta_0 = \frac{k_f}{k_t} \quad (75)$$

de manière à appliquer :

$$\beta_0 \frac{P}{s} + \frac{M_f}{I} e \leq k_f \text{ ou } \frac{P}{s} + \frac{1}{\beta_0} \frac{M_f}{I} e \leq k_t \quad (76)$$

pour le bois, $k_t > k_f > k$, d'où l'on tire :

$$\beta_0 = \frac{k_f}{k} \quad (75 a)$$

$$\beta_0 \frac{P}{s} + \frac{M_f}{I} e \leq k_f \text{ ou } \frac{P}{s} + \frac{1}{\beta_0} \frac{M_f}{I} e \leq k \quad (76 a)$$

Si P agit par pression sur une barre grêle, on peut se trouver en présence du cas de flexion d'une pièce chargée en bout (art. 3). Voir *Elasticität und Festigkeit*, § 45, art. 2.

7. Cisaillement et torsion.

Les forces extérieures fournissent, pour la section transversale considérée, une force de cisaillement C, comme à l'article 4, et un moment de torsion M_r , comme à l'article 5. Dans un élément quelconque de la section transversale, C produit la tension de cisaillement θ_c et M_r la tension de cisaillement θ_r . La résultante θ de θ_c et de θ_r donne la tension à laquelle est soumis l'élément de section considéré; cette tension ne doit, en aucune place, dépasser le maximum admissible. En choisissant ce dernier on doit considérer que θ ne se produit pas seulement dans la section transversale, mais aussi perpendiculairement à elle.

8. Traction (ou compression) et torsion.

Les forces extérieures qui agissent sur la barre donnent, pour la section transversale considérée, une force axiale P, comme à l'article 1, et un moment de torsion M_r , comme à l'article 5.

La force de traction P produit une tension normale τ , qui se détermine d'après la formule 9; pendant que M_r produit un effort de cisaillement θ , que l'on peut calculer d'après les formules de l'article 5, et dont la plus grande valeur doit servir de mesure pour déterminer ensuite l'effort résultant :

$$\frac{m-1}{2m} \tau + \frac{m+1}{2m} \sqrt{\tau^2 + 4(\alpha_0 \theta)^2} \leq k_t \quad (77)$$

où

$$\alpha_0 = \frac{k_t}{\frac{m+1}{m} k_r} = \frac{\text{effort de traction admissible}}{\frac{m+1}{m} \text{effort de torsion admissible}} \quad (78)$$

et avec $m = \frac{10}{3}$

$$k_t \geq 0,35 \tau + 0,65 \sqrt{\tau^2 + 4 (\alpha_0 \theta)^2} \quad (79)$$

$$\alpha_0 = \frac{k_t}{1,3 k_r} \quad (80)$$

Le coefficient α_0 , qui exprime le rapport des efforts admissibles, pour le cas dont il s'agit, sert à tenir compte de cette circonstance que l'effort de cisaillement admissible n'est pas toujours, avec la tension normale, dans le rapport $m : (m + 1)$: ce qui sera, par exemple, le cas si la matière n'a pas, dans toutes ses parties, une homogénéité (Isotropie) complète ; ou si cette homogénéité étant suffisamment parfaite, l'effort normal et l'effort tangentiel, dont l'action est simultanée ne sont pas de même nature ¹.

Si P n'agit pas par traction, mais par pression, il est nécessaire de satisfaire aux égalités suivantes :

$$k \geq 0,35 \tau + 0,65 \sqrt{\tau^2 + 4 (\alpha_0 \theta)^2} \quad (81)$$

$$\alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_r} \quad (82)$$

et

$$k_t \geq -0,35 \tau + 0,65 \sqrt{\tau^2 + 4 (\alpha_0 \theta)^2} \quad (83)$$

$$\alpha_0 = \frac{k_t}{1,3 k_r} \quad (84)$$

dans lesquelles τ ne doit être introduit qu'avec sa valeur réelle.

Suivant la longueur de la barre soumise à la pression, il peut être nécessaire de tenir compte de la charge en bout (article 3).

9. Flexion et torsion.

Les forces extérieures donnent, pour la section transversale considérée, un moment fléchissant M_f , comme à l'article 2, et un moment de torsion M_r , comme à l'article 5. M_f suscite en un point quelconque de la section transversale une tension normale τ que l'on peut déterminer d'après les formules 16 ou 40 et M_r une tension tangentielle θ que l'on peut fixer d'après l'article 5.

On doit alors satisfaire au rapport

$$k_f \geq 0,35 \tau + 0,65 \sqrt{\tau^2 + 4 (\alpha_0 \theta)^2} \quad (85)$$

$$\alpha_0 = \frac{k_f}{1,3 k_r} \quad (86)$$

dans lequel il faut introduire τ et θ pour les points de section transversale susceptibles de donner le maximum de valeur au côté droit de la formule 85.

¹ Sur la valeur relative de l'effort α_0 voir aussi *Elasticität und Festigkeit*, § 48.

10. Traction (ou compression) et cisaillement.

Les forces extérieures donnent, pour la section transversale considérée, une force axiale P , comme à l'article 1 et une force de cisaillement C , comme à l'article 4.

La force de traction P produit la tension normale τ , qui peut se calculer d'après la formule 9 ; tandis que C donne l'effort de cisaillement, qui se détermine au moyen de la formule 45.

On a alors le rapport 79 avec

$$\alpha_0 = \frac{k_t}{1,3 k_c} = \frac{\text{effort de traction admissible}}{1,3 \text{ effort de cisaillement admissible}} \quad (87)$$

Si P agit par pression, il faut satisfaire aux rapports 81 et 83 au moyen de

$$\alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_c} \quad (88)$$

ou

$$\alpha_0 = \frac{k_t}{1,3 k_c} \quad (89)$$

Il faut ici introduire pour θ le plus grand effort de cisaillement susceptible de se produire dans la section transversale.

11. Flexion et cisaillement.

Les forces extérieures fournissent, pour la section considérée, un moment fléchissant M_f , comme à l'article 2 et un effort de cisaillement C , comme à l'article 4.

Dans un élément quelconque de section transversale, M_f occasionne une tension normale τ que l'on doit déterminer d'après l'article 2, et C une tension tangentielle θ à déterminer d'après l'article 4. On a alors, pour mesure, le rapport 85 avec

$$\alpha_0 = \frac{k_f}{1,3 k_c} \quad (90)$$

Dans ce même élément il convient de poser, pour τ et θ les valeurs corrélatives pour lesquelles le côté droit de l'équation atteint son maximum de valeur.

Pour le cas d'application de la charge représenté fig. 2, avec $Q = 0$, il résulte qu'en supposant $\alpha_0 = 1$, il suffit.

- a. Pour une section circulaire dont le diamètre est d , de considérer seulement l'effort à la flexion, quand l n'est pas notablement plus petit que $0,25 d$, et de ne tenir compte de l'effort de cisaillement que si l est notablement inférieur à $0,25 d$.
- b. Pour une section rectangulaire, de hauteur h disposée de manière que cette hauteur coïncide avec la direction de C , il suffit de considérer seulement l'effort de flexion en supposant $l \geq 0,325 h$ et de prendre seulement pour base de calcul l'effort de cisaillement, quand $l \leq 0,325 h$.

La flexion transversale d'une barre à section rectangulaire portant seulement en son milieu, comme celle de la fig. 3, une charge P (Q est alors $= 0$), atteint si l'on tient compte de l'influence de l'effort de cisaillement ¹.

¹ Pour plus de détails voir *Elasticität und Festigkeit*, § 52, art. 2.

$$y' + y'' = \left\{ 0,25 \left(\frac{l}{h} \right)^2 + 0,078 \left\{ \alpha \frac{P}{b h} l \right. \right. \quad (91)$$

0,118

Il convient de recourir à cette formule, lorsqu'il s'agit de déterminer α d'après des expériences à la flexion exécutées sur des barres de section rectangulaire et lorsque h a une grandeur notable, comparativement à l .

II. Travail de déformation.

1. Travail de changement de longueur.

Si la barre fig. 1, page 8, de volume V , est soumise à l'action d'une force croissant constamment de zéro à P et agissant par traction ou par compression, de manière à produire dans la section transversale de grandeur s , éloignée d'une distance x des surfaces extrêmes, la tension normale $\tau = \frac{\epsilon}{\alpha}$, le travail mécanique dont l'emploi a été nécessaire pour produire la déformation est, avec un coefficient d'extension invariable, comme le supposent toutes les formules suivantes pour le travail de déformation,

$$T = \frac{1}{2\alpha} \int_0^l \epsilon^2 s dx = \frac{\alpha}{2} \int_0^l \tau^2 s dx \quad (92)$$

et pour une barre prismatique

$$T = \frac{\alpha}{2} \tau^2 s l = \frac{\alpha}{2} \tau^2 V \quad (93)$$

Si l'on abandonne subitement la barre, sans cependant donner lieu à un choc, à l'action de P , il se produira un allongement et un effort double de ceux obtenus en faisant croître graduellement la charge de zéro à P .

Dans le cas d'une rapide variation de la charge, cet excès de déformation et d'effort mérite plus d'attention qu'on ne lui en accorde ordinairement (voir page 68, *d 4*).

2. Travail de flexion.

Avec le mode de charge indiqué titre I, art. 2 a, et si l'on désigne par

M_f le moment fléchissant pour la section transversale située à une distance x de l'une des surfaces extrêmes de la barre,

I le moment d'inertie de la dite section, par rapport à M_f , le travail mécanique nécessaire à la flexion du corps se trouve au moyen de la formule

$$T = \frac{\alpha}{2} \int \frac{M_f^2}{I} dx. \quad (94)$$

Pour la barre prismatique de section s et de volume V , chargée comme le montre la fig. 14, on a

$$T = \frac{\alpha}{6} \epsilon \tau^2 V \quad (95)$$

en supposant que

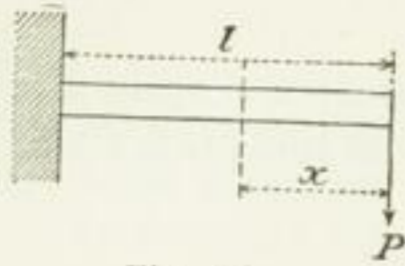


Fig. 14.

τ désigne la tension normale au point de fixation, à la distance e de l'axe neutre, et ι un coefficient déterminé au moyen de la formule

$$I = \iota s e^2 \quad (96)$$

Pour des solides d'égale résistance ($\tau = \frac{M_f}{I} e$ de grandeur égale pour toutes les sections), on a

$$T = \frac{\alpha}{2} \iota \tau^2 V, \quad (97)$$

c'est-à-dire pour une forme déterminée de section, indépendante du genre d'appui (ou de fixation) et de la charge.

Pour le ressort triangulaire, fig. 6, page 15.

$$T = \frac{\alpha}{6} \tau^2 V \quad (98)$$

4. Travail de torsion.

Avec le mode de charge et les désignations indiqués titre I, art. 5, on a, pour le travail T nécessaire à la torsion de barres prismatiques de volume V , les relations suivantes :

Section circulaire

$$T = \frac{\beta}{4} \theta_{max}^2 V \quad (99)$$

Section en anneau circulaire

$$T = \frac{\beta}{4} \theta_{max}^2 \frac{d^2 + d_0^2}{d^2} V \quad (100)$$

Section elliptique

$$T = \frac{\beta}{8} \frac{a^2 + b^2}{a^2} \theta_{max}^2 V \quad (101)$$

Section rectangulaire

$$T = \frac{4}{45} \beta \frac{b^2 + h^2}{h^2} \theta_{max}^2 V \quad (102)$$

C. SOLIDES EN FORME DE BARRE, AVEC LIGNE MÉDIANE COURBÉE

I. La ligne médiane est une courbe à simple courbure, son plan est le lieu de l'axe principal de toutes les sections de la barre et des lignes de direction des forces extérieures.

Les forces extérieures produisent, pour la section considérée, une force normale et un couple de forces agissant à la flexion.

Si l'on désigne par :

P la force normale au centre de gravité O de la section transversale, positive ou négative suivant qu'elle agit par traction ou pression,

M_f le moment fléchissant qui se produit pour la section, positif quand il donne lieu à un accroissement de courbure, négatif dans le cas contraire,

s l'aire de la section transversale,

r le rayon de courbure au point O de la ligne médiane, avant que la déformation se produise,

ρ le rayon de courbure au même point de la ligne médiane, pendant la déformation,

τ la tension normale résultant de P et de M_f , à une distance τ de l'axe principal de la section ¹, perpendiculaire au plan moyen, correspondant à l'extension z produite au même endroit; où τ a une valeur positive quand la distance de O doit être mesurée en s'écartant du point médian de courbure, et négative en supposant qu'elle se dirige vers ce point,

α le coefficient d'extension.

On a dans ce cas :

$$\tau = \frac{P}{s} + \frac{M_f}{sr} + \frac{M_f}{zsr} \frac{\tau}{r + \tau}, \quad (103)$$

formule dans laquelle, pour une section rectangulaire de largeur b et de hauteur $h = 2e$ (mesurée dans la direction de τ),

$$z = -1 + \frac{r}{h} \ln \frac{r + \frac{h}{2}}{r - \frac{h}{2}} = \frac{1}{3} \left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{1}{7} \left(\frac{e}{r}\right)^6 + \dots, \quad (104)$$

pour la section circulaire avec e comme rayon et pour la section elliptique avec e comme demi-axe compris dans le plan moyen de la barre.

$$z = \frac{1}{4} \left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{5}{64} \left(\frac{e}{r}\right)^6 + \dots, \quad (105)$$

pour la section trapézoïdale ayant les lignes de symétrie dont les dimensions sont :

b grand côté,

b_1 petit côté,

h hauteur,

$e_1 = \frac{1}{3} \frac{2b + b_1}{b + b_1} h$ distance entre le centre de gravité et le petit côté,

$e_2 = \frac{1}{3} \frac{b + 2b_1}{b + b_1} h$ distance entre le centre de gravité et le grand côté,

$$z = -1 + \frac{2r}{(b + b_1)h} \left\{ \left[b_1 + \frac{h - b_1}{h} (e_1 + r) \right] \ln \frac{r + e_1}{r - e_2} - (b - b_1) \right\}, \quad (106)$$

¹ L'avis que l'on a, dans ces derniers temps, fait prévaloir avec beaucoup d'assurance, de traiter les corps en forme de barre courbée, eu égard aux efforts que leur font subir M_f et P , c'est-à-dire en ce qui concerne la répartition de τ sur la section, comme si leurs sections appartenaient à une barre droite, conduit à une évaluation trop faible de l'effort auquel la matière est soumise. L'erreur est d'autant plus importante que la dimension de la section transversale est, par rapport au rayon de courbure r , plus grande dans la direction de ce rayon. On trouve plus de détails à ce sujet dans *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, pages 470 et suivantes.

pour le triangle équilatéral avec la ligne de base b et la hauteur h ,

$$z = -1 + \frac{2h}{h} \left\{ \left(\frac{2}{3} + \frac{r}{h} \right) \ln \frac{1 + \frac{2}{3} \frac{h}{r}}{1 - \frac{1}{3} \frac{h}{r}} - 1 \right\} \quad (107)$$

Quand r atteint à peu près le double de h , soit $2e$ ou plus, on peut déterminer approximativement τ d'après la formule :

$$\tau = \frac{P}{s} + \frac{M_f}{sr} + \frac{M_f}{I} \frac{\eta}{1 + \frac{\eta}{r}}, \quad (103) a$$

puisqu'alors :

$$z s r^2 = \infty I$$

(Voir, à ce sujet, § 54 d'*Elasticität und Festigkeit*, 2^e et 3^e édition).

Le rayon de courbure s'obtient à l'aide de la formule :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} + \frac{M_f}{z r^2 \left(\frac{s}{\alpha} + P + \frac{M_f}{r} \right)} = \infty \frac{1}{r} + \alpha \frac{M_f}{z s r^2} \quad (108)$$

et pour le cas où les dimensions de la section transversale, dans la direction de r , sont petites par rapport à r :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} + \alpha \frac{M_f}{I} \text{ ou } M_f = \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{r} \right) \frac{I}{\alpha} \quad (109)$$

II. La ligne médiane est une courbe à double courbure.

Ressorts de torsion enroulés.

Si l'on désigne, fig. 15 à 19, par :

P la charge du ressort, agissant dans le sens de l'axe,

n le nombre de tours du ressort,

y' la flexion transversale (compression) produite par la charge P et correspondant à l'effort de torsion k_r ,

β le coefficient de cisaillement,

on obtient :

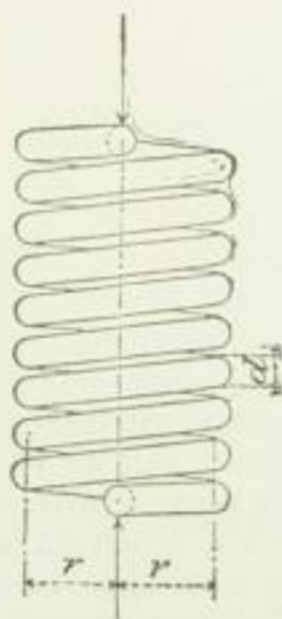


Fig. 15

Ressort fig. 15, à section circulaire.

$$Pr = \frac{\pi}{16} k_r d^3 \quad (110)$$

$$y' = 64n \frac{Pr^3}{d^4} \beta = 4\pi n \frac{r^2}{d} k_r \beta \quad (111)$$

Ressort fig. 16, à section rectangulaire.

$$Pr = \frac{2}{9} k_r b^2 h \quad (112)$$

$$y' = 7,2 \pi n \frac{b^2 + h^2}{b^2 h^2} Pr^3 \beta = 1,6 \pi n \frac{b^2 + h^2}{bh^2} r^2 k_r \beta \quad (113)$$

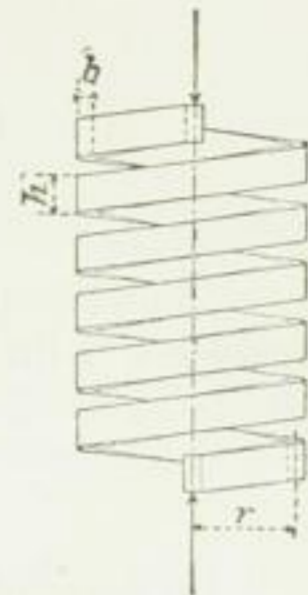


Fig. 16.

Ressort fig. 17, à section circulaire.

$$Pr_2 = \frac{\pi}{16} k_r d^3 \quad (114)$$

$$y' = 16 n \frac{(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{d^3} P \beta \quad (115)$$



Fig. 17.

Ressort fig. 18, à section circulaire,
r diminue constamment jusqu'à 0.

$$Pr = \frac{\pi}{16} k_r d^3 \quad (116)$$

$$y' = 16 n \frac{r^3}{d^3} P \beta \quad (117)$$



Fig. 18.

Ressort fig. 19, à section rectangulaire.

$$Pr_2 = \frac{2}{9} k_r b^2 h \quad (118)$$

$$y' = 1,8 \pi n (r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2) \frac{b^2 + h^2}{bh^2} P \beta \quad (119)$$

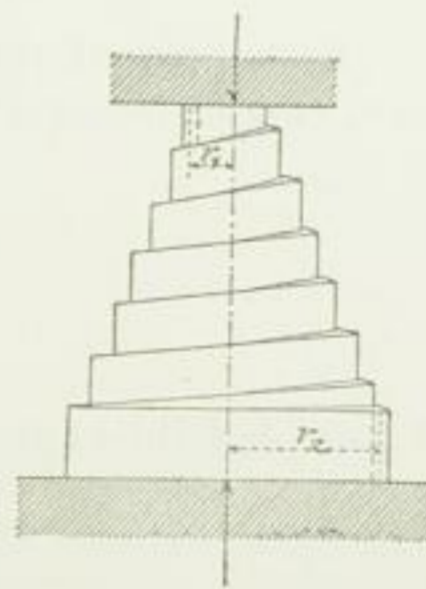


Fig. 19.

D. RÉCIPIENTS ET SOLIDES EN FORME DE PLAQUES

Dans l'emploi des formules suivantes, 120 à 136, il y a lieu de tenir compte de la note insérée à la fin de ce chapitre.

I. Sphère creuse.

On désigne par :

- r_i le rayon intérieur,
- r_e le rayon extérieur,
- k_t l'effort de traction admissible,
- k l'effort de pression admissible.

a. PRESSION INTÉRIEURE p_i .

$$r_e = r_i \sqrt[3]{\frac{k_t + 0,4 p_i}{k_t - 0,65 p_i}} = r_i \sqrt[3]{\frac{1 + 0,4 \frac{p_i}{k_t}}{1 - 0,65 \frac{p_i}{k_t}}} \quad (120)$$

Le plus grand effort se produit sur la face interne, dans la direction de la circonférence.

Conformément à cette formule, les seules relations possibles sont celles pour lesquelles on obtient des valeurs finies de r_e .

Pour des parois de minime épaisseur, comparativement au rayon, $s = r_e - r_i$.

$$s = \frac{1}{2} r_i \frac{p_i}{k_t} \quad (120 a)$$

Si la sphère creuse n'est pas d'une seule pièce, mais se compose de plusieurs parties réunies par des rivures ou d'une autre manière, il est nécessaire de tenir compte de la résistance de l'assemblage.

b. PRESSION EXTÉRIEURE p_e .

En supposant que l'on n'ait pas à craindre la déformation de la paroi chargée en bout on a, comme formule générale :

$$r_e = r_i \sqrt[3]{\frac{k}{k - 1,05 p_e}} = \frac{r_i}{\sqrt[3]{1 - 1,05 \frac{p_e}{k}}} \quad (121)$$

et pour de faibles épaisseurs de paroi :

$$s = \frac{1}{2} r_e \frac{p_e}{k} \quad (121 a)$$

Les remarques de l'article *a* sont aussi applicables dans le cas ci-dessus.

2. Fonds plats.

Ces fonds plats ferment des cylindres creux, dans lesquels existe la pression p_i , comme l'indique la fig. 20 (fonte) ou la fig. 21 (fer fondu).

Les points de plus grande fatigue se trouvent à une distance x de l'axe du cylindre, par rapport à laquelle on a $a > x > a - r$; ils sont, par conséquent, situés dans la bordure vers l'endroit de la surface du cylindre où la partie courbée du fond se raccorde à la partie plane.

a. *Fonds en fonte* (fig. 20), ne formant qu'une seule pièce avec le cylindre qu'ils ferment.

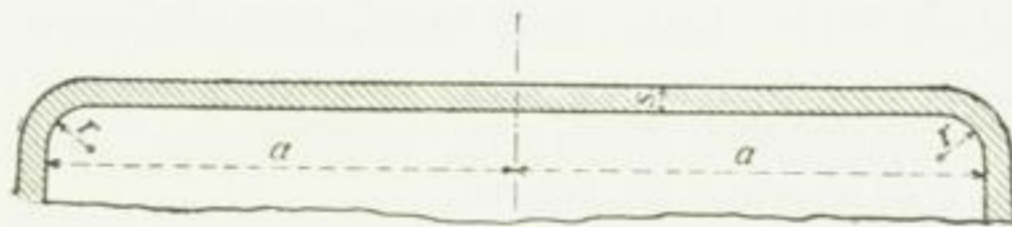


Fig. 20.

$$kf \geq 0,8 \left\{ \frac{r}{s} + \left(\frac{a - 0,5 r \left(1 + \frac{r}{a} \right)}{s} \right)^2 \right\} p_i ; \quad (122)^1$$

dans le cas où r est assez petit par rapport à a , pour que le premier terme compris entre les accolades s'efface devant le second, on a :

$$kf \geq 0,8 \left(\frac{a - 0,05 r \left(1 + \frac{r}{a} \right)}{s} \right)^2 p_i \quad (122 a) \quad 0,5$$

b. *Fonds en fer fondu, à pourtour rabattu et rivés* (fig. 21).

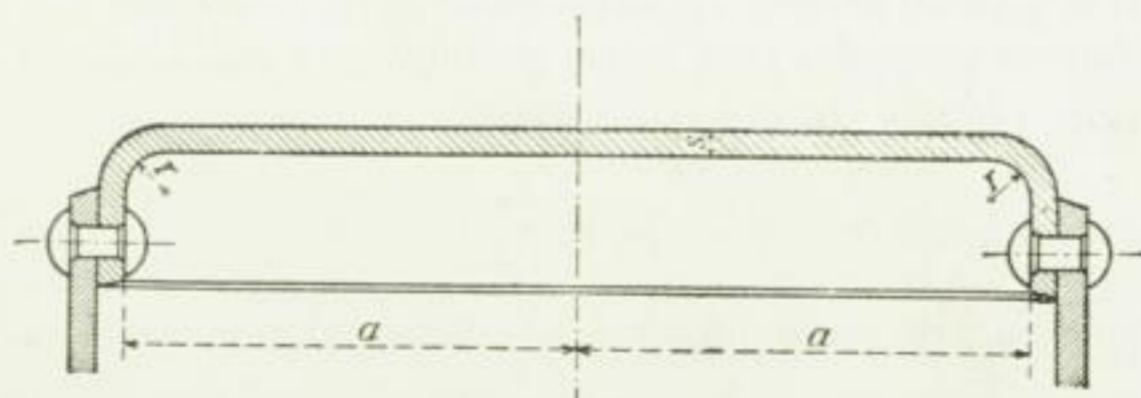


Fig. 21.

$$kf \geq \left\{ 0,5 \frac{r}{s} + \left(\frac{a - 0,05 r \left(1 + \frac{r}{a} \right)}{s} \right)^2 \right\} p_i \quad (123)^2 \quad 0,5$$

¹ Les expériences de vérification de la formule 122 ont été exécutées avec des fonds faits d'une fonte mécanique tenace, encore revêtue de sa croûte. Pour plus de détails à ce sujet, consulter *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1897, pages 1220 et suivantes.

² Pour les expériences dont il est question ici, voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1897.

ou :

$$kf \geq \varphi \left(\frac{a - 0,5 r \left(1 + \frac{r}{a} \right)}{s} \right)^2 p_i \quad (123a)$$

On doit poser le coefficient φ au moins égal à $\frac{1}{3}$; il dépend de la souplesse du cylindre auquel le fond est rivé et de celle de la rivure ¹. Quand on emploie des fonds en fer fondu tenace, on peut prendre comme valeurs ordinaires (et sans, cependant, accepter complètement ces rapports) $\varphi = \frac{3}{8}$, mais au moins $\frac{1}{3}$.

Pour de grandes valeurs de r , l'effort subi par la matière au point d'assemblage, endroit où le fond est affaibli par les trous de rivets, donne la mesure de l'épaisseur de la paroi.

Pour obtenir des épaisseurs de fonds peu considérables, il faut donner une longueur assez grande au rayon r de courbure du rebord.

3. Cylindre creux.

Les notations sont les mêmes que pour l'article 1 (sphère creuse).

a. Pression intérieure p_i .

$$r_e = r_i \sqrt{\frac{kt + 0,4 p_i}{kt - 1,3 p_i}} = r_i \sqrt{\frac{1 + 0,4 \frac{p_i}{kt}}{1 - 1,3 \frac{p_i}{kt}}} \quad (124)$$

Le plus grand effort a lieu sur la face intérieure, dans la direction de la circonférence. Dans la direction de l'axe du cylindre, la fatigue de la matière (causée par la force $\pi r_i^2 p_i$), est beaucoup moindre; pour le cas d'une faible épaisseur de paroi, elle n'est que moitié de celle qui se produit perpendiculairement à cette direction.

Les seules relations possibles sont celles qui donnent des valeurs finies de r_e , c'est-à-dire, pour la formule 124,

$$p_i < \frac{kt}{1,3}$$

pour de faibles épaisseurs de paroi, on a :

$$s = r_i \frac{p_i}{kt} \quad (125)$$

Quand le cylindre est composé de plusieurs parties, il faut tenir compte de la résistance aux points d'assemblage.

¹ *langes*.
pages 1157 et suivantes, 1191 et suivantes, 1218 et suivantes, ou l'ouvrage de l'auteur intitulé : *Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Kesselwandungen*, fascicule 3, Berlin, 1897.

Voir, dans le même ouvrage (pages 1222 à 1224 et pages 12 et 13), les indications données pour l'évaluation des efforts subis par les surfaces planes. Il ressort de ces évaluations que la grandeur de l'effort de flexion subi par le fond, jusqu'à un certain degré de souplesse est diminué par cette dernière; de plus, le fond parfaitement encastré subit un plus grand effort que celui qui peut céder un peu, en supposant toutefois que la souplesse, ou aptitude à céder, ne dépasse pas une certaine mesure.

b. *Pression extérieure* p_e .

Si l'on n'a pas à tenir compte d'un effort en bout sur la paroi¹

$$r_e = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1,7 p_e}} = \sqrt{\frac{r_i}{1 - 1,7 \frac{p_e}{k}}} \quad (126)$$

et pour de faibles épaisseurs de paroi

$$s = r_e \frac{p_e}{k} \quad (127)$$

On doit encore avoir égard ici aux remarques détaillées en *a*.

Les formules 124 à 127 ne tiennent pas compte d'une certaine influence des fonds de cylindre (et, le cas échéant, des coutures transversales) qui peut augmenter la solidité de l'enveloppe du cylindre. Moins celui-ci a de longueur comparativement à son diamètre, plus cette influence prend de l'importance, toutes conditions égales d'ailleurs ; plus la longueur est grande, plus cette influence s'évanouit. La plupart du temps elle reste à l'arrière plan ; quand il n'en est pas ainsi, on peut tenir compte de sa valeur en tablant, dans le calcul, sur une augmentation correspondante de l'effort admissible pour la matière considérée.

4. Disque plan, reposant sur une circonférence de rayon r et recevant la pression p d'un fluide sur la surface πr^2 .

On désigne par

h l'épaisseur de la plaque,

y' la flexion au milieu,

k_f l'effort de flexion admissible,

α le coefficient d'extension de la matière qui constitue le disque

$$h \geq r \sqrt{\mu \frac{p}{k_f}} \quad (128)$$

$$y' = \psi \alpha \frac{r^3}{h^3} p \quad (129)$$

Les coefficients μ et ψ dépendent surtout du mode de fixation du disque, et de la grandeur de la force qui doit agir sur ce dernier pour empêcher le passage du fluide soumis à la pression p , de la manière dont l'obturation est obtenue, de la nature de la surface du disque là où il est en contact avec la matière obturatrice, et là où son autre côté porte sur les points d'appui, etc...

Suivant que l'appui à la circonférence s'éloigne ou se rapproche de l'état de libre superposition, les coefficients μ et ψ varient eux-mêmes, d'après les résultats connus jusqu'à pré-

¹ La détermination de l'épaisseur de paroi de cylindres pour lesquels on doit craindre, sous l'influence d'une pression extérieure, un aplatissement (un enfoncement ou une poche) appartient, à cause de la particularité du problème et de l'attention avec laquelle on doit considérer les influences spéciales qui sont en jeu, aux parties de ce livre dans lesquelles seront traitées les sujets relatifs à cette question et auxquels se rattachent les cylindres creux de ce genre. C'est ainsi que la formule établie par l'auteur pour l'épaisseur de paroi des tubes à flamme de chaudières à vapeur (formules 222, 221, 221 a), se trouve au chapitre deuxième, sous le titre « exemples de rivures ».

sent d'expériences exécutées avec des disques en fonte, le premier entre $\frac{4}{5}$ et $\frac{6}{5}$, le second entre $\frac{1}{6}$ et $\frac{3}{5}$. Dans ces expériences, l'appui du disque à la circonférence avait toujours lieu de façon que la rupture commençât par le milieu.

Pour du fer fondu tenace on peut prendre μ égal à :

$\frac{3}{4}$, ou au moins à $\frac{2}{3}$ lorsque le disque reposant librement sur son support, le plus grand effort se produit dans son milieu,

$\frac{1}{2}$, ou au moins $\frac{4}{9}$ quand le disque doit être regardé comme parfaitement encastré, cas auquel le plus grand effort a lieu à la circonférence, $\frac{3}{8}$, et au moins $\frac{1}{3}$ quand l'encastrement à la circonférence peut céder suffisamment pour que l'effort, en cet endroit, soit à peu près égal à celui du milieu (voir la conclusion de la remarque insérée au bas de la page 34).

5. **Disque plan, librement supporté à sa circonférence de rayon r et soumis en son milieu à une force P uniformément répartie sur la surface circulaire πr^2 .**

$$h \geq \sqrt{\frac{3}{\pi} \mu \left(1 - \frac{2r_0}{3r}\right) \frac{P}{k_f}} \quad (130)$$

$$y' = \psi \alpha \frac{r^2}{h^3} P \quad (131)$$

$$\mu = \frac{3}{2} \text{ (fonte) et } \psi = \frac{2}{5} \text{ à } \frac{1}{2}$$

6. **Plaque elliptique, librement supporté à son périmètre déterminé par le grand axe a et le petit axe b et recevant la pression p d'un fluide, agissant sur la surface $\frac{\pi}{4} ab$.**

Avec les désignations employées à l'art. 4, on a :

$$h \geq \frac{1}{2} b \sqrt{\mu \frac{2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \frac{P}{k_f}} \quad (132)$$

$$\mu = \frac{2}{3} \text{ à } \frac{9}{8} \text{ (fonte, voir art. 4).}$$

7. **Plaque elliptique, comme à l'art. 6 ; mais librement supportée et soumise seulement en son milieu à la force P .**

$$h \geq \sqrt{\frac{8}{5\pi} \mu \frac{8 + 4\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 3\left(\frac{b}{a}\right)^4}{3 + 2\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 3\left(\frac{b}{a}\right)^4} \cdot \frac{b P}{a k_f}} \quad (133)$$

$$\mu = \frac{3}{2} \text{ à } \frac{5}{3} \text{ (fonte).}$$

8. Plaque rectangulaire, dont le périmètre $2(a + b)$ est déterminé par le grand côté a et le petit côté b , simplement appuyée et recevant de la pression d'un fluide une charge p sur la surface ab .

Avec les notations de l'art. 4

$$h \geq \frac{1}{2} b \sqrt{\frac{\mu}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \frac{p}{k_f}} \quad (134)$$

pour la plaque carrée avec $b = a$

$$h \geq \frac{1}{2} a \sqrt{\frac{\mu}{k_f} \frac{p}{k_f}} \quad (135)$$

$$\mu = \frac{3}{4} \text{ à } \frac{9}{8} \text{ (fonte, voir art. 4).}$$

9. Plaque rectangulaire, comme celle de l'art. 8, mais librement supportée et soumise, en son milieu seulement, à une charge P .

$$h \geq \sqrt{1,5 \mu \frac{1}{\frac{a}{b} + \frac{b}{a}} \frac{P}{k_f}} \quad (136)$$

$$\mu = \frac{7}{4} \text{ à } 2 \text{ (fonte).}$$

Quand ont fait usage des formules 120 à 136¹, il est particulièrement utile d'observer encore ce qui suit :

Si le récipient ou la plaque sont sujets à l'usure, provenant, par exemple, de la rouille, etc., l'épaisseur calculée de la paroi doit être augmentée proportionnellement à l'usure. Si des considérations relatives à la construction, au transport, au montage, à des variations de température et aux tensions qu'elles produisent, etc., exigent une épaisseur supérieure à celle donnée par la formule correspondante, il y a lieu, naturellement, d'en tenir compte.

Les plaques planes, faites d'une matière suffisamment tenace, qui se sont courbées sous l'action de la charge possèdent, dans cet état de courbure, une résistance supérieure à celle de leur forme plane primitive.

E. COEFFICIENTS D'ÉLASTICITÉ ET DE RÉSISTANCE

A défaut d'autre indication expressément spécifiée, les données ci-après s'appliquent toujours à la charge d'un kilogramme par centimètre carré d'unité de surface.

¹ Pour plus de détails au sujet des bases de ces formules, voir *Elasticität und Festigkeit*, § 58 et suivants, ainsi que l'ouvrage de l'auteur *Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten*, Berlin 1891 ou aussi dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1890, les pages 1041 à 1048, 1080 à 1086, 1103 à 1111, 1139 et suivantes, ainsi que les publications mentionnées au dernier paragraphe de la note placée en bas de la page 7.

T 33 0292

I. Comparaison des coefficients avec indication des explications qui s'y rapportent.

1. Fer et Acier

Matières	Coefficient d'extension (voir page 2, 4, 8) α	Coefficient de cisaillement (voir page 19 et 20). β	Limite de proportionnalité (voir page 3).	Limite d'étirage ou d'écrasement (voir pages 4 et 7).	Résistance (voir pages 4 et 7).	
					Traction K_t	Pression K
Fer soudant II	$\frac{1}{2\ 000\ 000}$	$\frac{1}{770\ 000}$	1 300 à 1 700	2 200 à 2 800	3 300 à 4 000	Proportionnelle à la limite d'écrasement.
Fer soudant I	—	—	—	—	2 800 à 3 500	—
Fer fondu	$\frac{1}{2\ 150\ 000}$	$\frac{1}{830\ 000}$	2 000 à 2 400	2 500 à 3 000	3 400 à 4 400	Proportionnelle à la limite d'écrasement.
Acier fondu.....	$\frac{1}{2\ 200\ 000}$	$\frac{1}{850\ 000}$	2 500 à 5 000	2 800 et plus, l'acier trempé n'a pas de limite d'allongement	4 500 à 40 000 et plus.	Proportionnelle à la limite d'écrasement pour le métal doux ; K augmente avec le degré de dureté jusqu'au delà du coefficient de résistance à la traction.
Acier à ressorts, non trempé.....	$\frac{1}{2\ 200\ 000}$	$\frac{1}{850\ 000}$	Au-dessus de 4 300	—	7 500 à 9 000	—
Acier à ressorts, trempé.....	$\frac{1}{2\ 200\ 000}$	$\frac{1}{850\ 000}$	Au-dessus de 7 500	—	8 000 et plus.	—
Fonte	Variable (voir page 55).	Variable (voir page 56).	N'existe pas puisque α augmente avec la tension (voir page 3).	—	1 200 à 1 800	7000 à 8000
Acier de moulage...	$\frac{2}{2\ 150\ 000}$	$\frac{1}{830\ 000}$	2000 et plus.	Comme pour l'acier fondu.	3 500 à 7 000 et plus.	Comme pour l'acier fondu.

Remarques au sujet des efforts admissibles comparés ci-après :

Les efforts admissibles inscrits dans les colonnes *a* s'appliquent à une charge immobile.

Les efforts admissibles inscrits dans les colonnes *b* s'appliquent à une charge *variant avec une fréquence quelconque*, de façon que les tensions produites par cette charge augmentent continuellement et alternativement de zéro à la plus grande valeur dont elles

Matière	Efforts admissibles														
	Traction k_t			Pression k		Flexion k_f			Cisaillement k_c			Torsion k_r			
	a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	a	b	c	
Fer soudant ¹	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120	
Fer fondu ²	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	600	400	200	
	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	
	1200	800	400	1200	800	1200	800	400	960	640	320	840	560	280	
Acier fondu ²	1200	800	400	1200	800	1200	800	400	960	640	320	900	600	300	
	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	
	1500	1000	500	1500	1000	1500	1000	500	1200	800	400	1200	800	400	
Acier à ressorts, non trempé...	—	—	—	—	—	—	3600	—	—	—	—	—	—	—	
Acier à ressorts, trempé.....	—	—	—	—	—	—	4300 ³	—	—	—	—	—	—	—	
Fonte.....	300	200	100	900	600	— ⁴	— ⁴	— ⁴	— ⁴	— ⁴	— ⁴	— ⁴	— ⁴	— ⁴	
Acier de moulage ⁵	600	400	200	900	600	750	500	250	480	320	160	480	320	160	
	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	à	
	900	600	300	1200	900	1050	700	350	840	560	280	840	560	280	

sont susceptibles, pour redescendre ensuite à zéro et ainsi de suite (exemples une traction une flexion, une torsion répétées dans un même sens).

Les efforts admissibles inscrits dans les colonnes *c* s'appliquent quand la charge varie avec une fréquence quelconque et de façon que les tensions produites augmentent constamment et alternativement d'un maximum de valeur négative à un maximum de valeur positive, ces deux valeurs étant absolument égales entre elles, pour diminuer de nouveau et ainsi de suite (exemples une flexion et une torsion alternativement exercées dans des directions opposées).

Pour les efforts compris entre les nombres portés au tableau, on peut prendre des valeurs intermédiaires, correspondant aux limites de tension.

Les nombres donnés comme efforts admissibles supposent une bonne matière, propre à l'usage que l'on a en vue.

Quand des parties de construction doivent pouvoir résister à des forces vives, c'est-à-dire à l'action de masses en mouvement, on doit tout spécialement tenir compte, en cas de besoin, des efforts particuliers (chocs), en diminuant la charge admissible dans la mesure que l'on juge convenable.

On a, dans certains cas, l'occasion de faire des constructions d'une extrême légèreté ; on peut alors dépasser les efforts admissibles donnés ci-dessus, à condition que la construction soit parfaitement soignée, surtout dans ses détails, que les matériaux employés soient excellents et que l'exécution soit conduite avec une entente convenable des règles de l'art ; jusqu'à quel point peut-on pousser cette majoration des efforts admissibles, c'est ce que doit décider l'étude des conditions particulières aux différents cas qui peuvent se présenter. Si ces conditions obligent à dépasser notablement les efforts admissibles, l'essai préalable des matériaux se trouve tout indiqué et doit, autant que possible, s'exécuter en vue des genres d'efforts qui entrent en ligne de compte.

1. Pour du fer soudant de qualité supérieure les charges admissibles données ci-dessus,

et qui supposent le parallélisme de l'axe de la barre et de la direction des fibres, peuvent entrer dans les calculs avec une majoration allant jusqu'à un tiers, en supposant que les plus grandes déformations permises soient, dans leur ensemble, compatibles avec le but auquel la pièce en question est destinée. Quand il est à craindre que la déformation totale dépasse la limite considérée comme extrême, eu égard à l'emploi de la pièce, on doit s'abstenir de majorer les nombres du tableau.

2. Les nombres les plus élevés ne sont admissibles que s'il s'agit d'une matière connue pour parfaitement sûre. C'est surtout dans l'emploi du fer et de l'acier fondus que, maintenant encore, ce point ne doit, dans l'universalité des cas, pas être perdu de vue. Il faut supposer, en outre, que la matière n'est pas trop douce (voir page 46 et suivantes).

Pour une matière sous forme spéciale, comme un fil métallique, on peut admettre, suivant les circonstances, des valeurs plus ou moins élevées, suivant que la résistance est plus grande (voir pages 51 et suivantes).

3. Wöhler, voir page 8 de son travail cité page 58, considère comme admissible, pour la tension des ressorts en acier trempé, employés sur les chemins de fer, et soumis à une charge de 6500 kg/cmq en nombre rond, une variation entre les tensions de 6500 et 8 600 kg.

4. La résistance des pièces en fonte à la flexion se montre variable avec la forme de section ; elle semble aussi dépendre de la présence ou de l'absence de la croûte de la fonte¹. Les mesures absolues, particulièrement les épaisseurs de parois, ont, dans la mesure indiquée au dernier paragraphe de la page 64 (sous titre α) une influence qui s'applique à tous les genres d'efforts auxquels la matière peut être soumise. Les données se rapportent à des sections d'épaisseur moyenne.

D'après les expériences de l'auteur, on peut poser

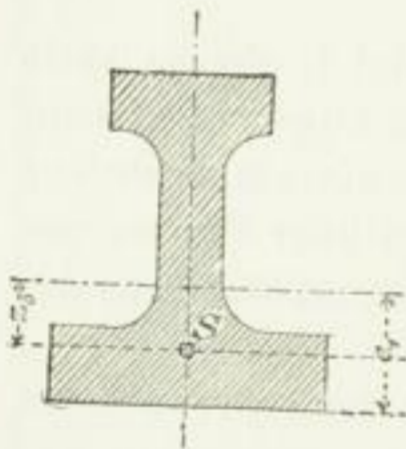


Fig. 22

$$k_f = k_t \cdot \mu_0 \sqrt{\frac{e_1}{z_0}} \quad (137)$$

Dans cette équation et en se reportant à la fig. 22

e_1 représente la distance à l'axe neutre de la fibre soumise à l'effort le plus grand,

z_0 la distance, par rapport à la ligne neutre, du centre de gravité de l'aire de section transversale située d'un côté de l'axe neutre ; on a ainsi, par exemple : pour un rectangle de hauteur h

$$\frac{e_1}{z_0} = \frac{h}{2} : \frac{h}{4} = 2,$$

pour un carré avec des diagonales perpendiculaires l'une à l'autre et de longueur $2e_1$

$$\frac{e_1}{z_0} = e_1 : \frac{e_1}{3} = 3,$$

μ_0 un coefficient que l'on doit poser

a pour les sections limitées dessus et dessous par une droite horizontale, comme par exemple \square Γ \perp H etc.

¹ Voir le travail de l'auteur intitulé *Die Biegungslehre und das Gusseisen* (La connaissance de la flexion et la fonte). *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1898, pages 193 à 199, 221 à 226, 1089 à 1094, ainsi que sa démonstration de l'influence de la croûte de fonte dans la même revue, 1889, pages 140 à 143, ou encore *Abhandlungen und Berichte* (Mémoires et rapports), 1897, pages 60 à 80, 84 à 88.

α , dans le cas où la surface de la barre est dépouillée de la croûte de fonte,

$$\mu_0 = \frac{6}{5} = 1,2^1$$

β , dans le cas où la surface de la barre possède encore la croûte de fonte

$$\mu_0 = 1^1;$$

b pour une section de forme circulaire et pour une section carrée portant sur un angle, sections pour lesquelles, à la rigueur, une seule fibre est soumise à la plus forte tension,

$$\alpha) \mu_0 = \frac{4}{3} = 1,33^1.$$

$$\beta) \mu_0 = 1,1^1.$$

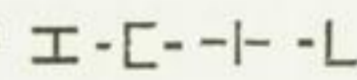
D'après ce qui précède, k_f arrondi est

pour les modes de charge	sans croûte de fonte			avec croûte de fonte		
	a	b	c	a	b	c
pour une section circulaire	2,05	$k_t = 615$	410 205 kg	1,70	$k_t = 510$	340 170 kg
pour une section rectangulaire . . .	1,70	$k_t = 510$	340 170 »	1,40	$k_t = 420$	280 140 »
pour une section I, supposée dans des conditions moyennes	1,45	$k_t = 435$	290 145 »	1,20	$k_t = 360$	240 120 »

Pour de la fonte de qualité supérieure, avec des formes établies scientifiquement et offrant toutes garanties de faibles de tensions et de consistance parfaite du métal, on peut élever d'un quart les valeurs assignées à k_f .

La résistance des solides en fonte soumis à la torsion dépend également de la forme de section; cependant l'influence de la croûte de fonte se montre ici bien inférieure à ce qu'elle est à la flexion².

Pour les sections dont il a été traité à l'article 5 « Torsion », pages 19 à 23, il y a lieu de poser :

Section :	Cercle 1	Anneau circulaire 2	Ellipse 3	Anneau elliptique 4
$k_r : k_t =$	amplement 1	0,8 à 1	1 à 1,25	0,8 à 1
Section :	Rectangle 6	Rectangle évidé 8	section en 	
$k_r : k_t =$	1,4 à 1,6	1 à 1,25	1,4 à 1,6	

Pour la section 2.

La valeur pour l'anneau circulaire dépend du rapport $d_0 : d$. Si ce rapport approche de zéro (cercle plein), elle s'élève largement à 1. Le nombre 0,8 s'applique à $d_0 : d$ à peu près égal à 0,7.

¹ En moyenne, les expériences ont donné μ_0 encore un peu plus grand; étant donné le but de nos calculs de résistance il paraît toutefois plus correct d'introduire μ_0 dans le calcul avec une valeur plutôt trop petite que trop grande.

² Voir les expériences de l'auteur au sujet de la résistance à la torsion, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, pages 137 à 145 et pages 192 à 196, ou *Abhandlungen und Berichte*, 1897, pages 80 et suivantes, ainsi que *Elasticität und Festigkeit*, §§ 35 et 36.

Pour les sections 3, 6, 9, 10, 11 et 12.

Il convient de prendre des valeurs d'autant moindres, et se rapprochant d'autant plus des plus petits nombres, que l'ellipse se rapproche relativement plus du cercle, le rectangle du carré, les sections en I ou en C de la forme carrée ($b_0 = 0$, $h = s$), et les sections I et L de cette dernière ($h = b = s$).

Pour les sections 4 et 8.

Il y a lieu, ici, de tenir compte des deux remarques précédentes. Plus a_0 et b_0 sont relativement petits (par rapport à a et b), et b_0 et h_0 par rapport à b et h , plus le coefficient se rapproche, toutes conditions égales d'ailleurs, de la limite supérieure. Il en est de même à mesure que la longueur de la section s'étend davantage.

En raison de ce qui précède on posera :

Avec les modes de charge		a	b	c
pour le cercle	$k_r = 1,0$ $k_t = 300$	200	100	kg
» l'anneau circulaire	$k_r = 0,8$ $k_t = 240$	160	80	»
» le carré	$k_r = 1,4$ $k_t = 420$	280	140	»
» le rectangle allongé	$k_r = 1,6$ $k_t = 480$	320	160	»

La résistance des solides en fonte soumis au cisaillement dépend aussi comme on peut le prévoir, par suite de la variabilité des coefficients d'extension, de la forme de section. Toutefois, il n'existe jusqu'à présent d'autres résultats d'expériences que ceux obtenus par l'auteur et démontrant que la résistance au cisaillement de la fonte, sous forme de barres rondes, est ordinairement supérieure à la résistance de cette matière à la traction¹. Dans ces conditions, et jusqu'à plus ample informé, le coefficient k_c sera supposé à peu près égal à k_t .

5. Au point de vue de la charge admissible pour l'acier de moulage, il convient d'avoir égard à la remarque insérée aux pages 53 et suivantes, sous titre f , et d'être encore, quant à présent, plus ou moins circonspect suivant l'origine de la matière considérée. On peut, dans certains cas, dépasser les valeurs les plus élevées de la page 39, sans toutefois se dispenser d'un examen des conditions qui entrent en ligne de compte.

L'acier de moulage, doux et tenace, a naturellement plus de tendance aux déformations persistantes, c'est-à-dire que sa limite d'élasticité (voir page 6) est inférieure à celle de l'acier laminé ou forgé.

2. Qualités du fer et de l'acier.

que l'on exige ou peut exiger, actuellement, au point de vue de la ténacité K_t (formule 6), de l'allongement φ (formule 8) et, le cas échéant, de la contraction ψ (formule 7)¹.

¹ Voir *Elasticität und Festigkeit*, § 40.

² En outre des épreuves relatives aux grandeurs spécifiées ci-dessus (Essais à la traction), la matière peut être soumise, suivant les usages auxquels on la destine, à d'autres essais et particulièrement aux suivants :

1. Essais à froid sur des pièces entières (par exemple sur des rails de chemins de fer, des essieux, des bandages de roues, etc.) ; indépendamment de l'examen approfondi de ces pièces et des essais au choc et à la flexion.

a. FER SOUDANT.

Les grandeurs données pour la résistance à la traction K_t et l'allongement φ sont les moindres valeurs exigibles d'après les décisions de l'*Union des métallurgistes allemands* (1893). Il est de règle, en outre, d'employer des éprouvettes de 200 millimètres de longueur sur 3 à 5 cmq. de section transversale ; les barrettes rondes ayant un diamètre inférieur à 20^{mm} doivent avoir une longueur égale à dix fois ce diamètre (voir page 5, formule 8a).

2, *Essais exécutés sur des échantillons de la matière considérée, savoir :*

a. *Essais à froid, à la flexion* (flexion simple, flexion alternative dans un sens et dans le sens opposé), *à la torsion et au poinçonnage.*

b. *Essais à chaud, à la flexion, à la trempe et à la flexion, au martelage, au matage, etc.*

C'est ainsi, par exemple, que les règles établies par l'Union internationale des sociétés de surveillance des chaudières à vapeur, à Wurzburg, et modifiées en 1895, contiennent les prescriptions suivantes pour le fer fondu destiné à la construction des chaudières, en sus des conditions exigées au point de vue de K_t et de φ .

Tôles*Essai à la flexion.*

A chaud (au rouge cerise) et *à froid* ; dans le premier cas, flexion autour d'un bord brisé ; dans le dernier, flexion autour d'une broche de 25^{mm} de diamètre, pour une épaisseur de tôle supérieure à 25^{mm} autour d'une broche dont le diamètre est, au plus, égal à cette épaisseur.

Pour la tôle de foyer et les tôles d'enveloppes, angle de flexion des fibres longitudinales et transversales 10°, pour toutes les épaisseurs.

Essai à la trempe et à la flexion.

Les bandes à essayer, chauffées à une température un peu inférieure à celle du rouge cerise, doivent être refroidies dans de l'eau à la température de 28° C, puis pliées autour d'une broche.

Tôles de foyer et d'enveloppe I : fibres longitudinales et transversales, flexion à 180° autour d'une broche, dont le diamètre doit être égal à deux fois l'épaisseur de la tôle.

Tôle d'enveloppe II : fibres longitudinales et transversales, flexion à 180° autour d'une broche dont le diamètre doit être égal au triple de l'épaisseur de la tôle.

Essai au martelage et au poinçonnage.

Des bandes de tôle d'environ 10 cm. de largeur, chauffées au rouge et dans cet état, doivent pouvoir s'étirer avec la panne du marteau et en travers du sens du laminage, jusqu'à 1,5 fois, au moins, leur largeur primitive, sans qu'il se produise de crevasses sur les bords ou les faces.

Des bandes de tôle, chauffées au rouge, sont percées au moyen de poinçons à une distance des bords égale à la moitié de la largeur de la bande ; il ne doit pas se produire de fentes entre les trous et les bords.

Cornières*Essai à la flexion.**A chaud.*

Les ailes de la cornière doivent pouvoir aussi bien se replier complètement l'une sur l'autre que s'écarter l'une de l'autre au point de former, à elles deux, une surface plane.

A froid.

Les deux côtés de la cornière doivent pouvoir se plier sous la presse en s'écartant l'un de l'autre d'au moins 40°.

Des bandes coupées suivant la longueur des cornières doivent pouvoir se plier jusqu'à former un angle de 180°.

Essai à la trempe et à la flexion.

Des bandes coupées suivant la longueur des cornières doivent pouvoir se plier à 180°, autour d'une broche dont le diamètre est triple de l'épaisseur des côtés de la cornière

Dans tous les essais à la flexion il doit tout au plus apparaître des commencements de crevasses dans la gorge et sur les côtés de la cornière.

Fers à rivets et rivets*Essai à la flexion.*

L'essai à la flexion n'a lieu qu'à froid. Le fer à rivets doit pouvoir se courber et se rabattre complè-

180°

Fers de construction

(Fers laminés pour ponts en fer et autres constructions).

Fers plats, cornières¹, fers ronds et quadrangulaires, tôles qui, essentiellement, ne doivent subir que des efforts agissant dans le sens de la longueur.

				K_t sens de la longueur	φ
Jusqu'à 10 ^{mm} d'épaisseur				3600 ^{kg}	12 0/0
au-dessus de 10	»	15	»	3500 »	12 »
»	15	»	25	»	12 »

Tôles avec direction longitudinale prononcée des fibres et subissant surtout des efforts de flexion, comme par exemple les âmes en tôle des poutres de ponts.

	K_t	φ
En long	3500 ^{kg}	10 0/0
En travers	2800	3 »

Tôles sans direction longitudinale prononcée des fibres, subissant surtout des tensions dirigées en divers sens, comme par exemple les

tôles de jonction.

	K_t	φ
Sens du laminage	3500 kg	10 0/0
Travers	3000 »	4 »

Fer pour rivets², boulons, etc.

	K_t	φ
Jusqu'à 25 mm de diamètre	3800 kg	18 0/0
Au-dessus de 25 mm et jusqu'à 40 mm de diamètre	3600 »	15 »

tement sur lui-même, de manière que les deux bouts se trouvent parallèles dans le sens de leur longueur ; il ne doit se produire aucune crevasse pendant l'expérience.

Essai à la trempe et à la flexion.

Flexion, à un angle de 180°, autour d'une broche dont le diamètre est double de celui du fer à rivets.

Essai au matage et au poinçonnage.

Un morceau de fer à rivets ayant un diamètre double de sa hauteur doit pouvoir se réduire à froid, par le matage, à la moitié de sa hauteur, sans déchirures à sa surface.

A chaud, un morceau de fer à rivets ayant un diamètre double de sa hauteur doit pouvoir se réduire par le matage au tiers ou au quart de sa hauteur, et subir ensuite le poinçonnage sans se déchirer.

¹ Les règles de Wurzburg, modifiées en 1895, exigent des cornières en fer soudant qui doivent servir à la construction des chaudières à vapeur.

$$K_t \geq 3600 \text{ kg.} \quad \varphi \geq 16 \text{ 0/0.}$$

et

$$\frac{K_t}{100} + \varphi \geq 52$$

mais on peut prendre $\frac{K_t}{100}$ ou φ inférieurs d'une unité à 36 ou à 16, à mesure que leur somme devient assez grande pour dépasser d'autant le nombre 52.

Cette prescription s'applique d'une manière analogue à toutes les modifications ultérieures des règles susmentionnées.

² Ces règles exigent du fer soudant destiné aux rivets :

Poutres en fer I C L T et formes analogues.

	Ailes		Ame	
	K_t (sens de la longueur)	φ	K_t (sens de la longueur)	φ
Jusqu'à 10 mm d'épaisseur	3600 kg	12 ‰	3500 kg	10 ‰
Au-dessus de 10 et jusqu'à 15 mm d'épaisseur	3500 »	12 »	3400 »	10 »
Au-dessus de 15 et jusqu'à 25 mm d'épaisseur	3400 »	12 »	3300 »	10 »

Fers Zorès.

$$K_t \text{ (sens de la longueur)} = 3300 \text{ kg, } \varphi = 6 \text{ ‰.}$$

Tôles.

Tôles pour navires.

	1 ^{re} qualité		2 ^e qualité	
	K_t	φ	K_t	φ
En long	3500 kg	7 ‰	3150 kg	5 ‰
En travers	2850 »	5 »	2750 »	3 »

Tôles de chaudières¹.

	Tôle de foyer		Tôle de bordure		Tôle d'enveloppe	
	K_t	φ	K_t	φ	K_t	φ
En long	3600 kg	18 ‰	3500 kg	12 ‰	3300 kg	7 ‰
En travers	3400 »	12 »	3300 »	8 »	3000 »	5 »

En aucun cas K_t ne doit dépasser 4000 kg.

Les tôles de plus de 25 mm d'épaisseur ont ordinairement une résistance moindre, aussi compte-t-on que par 2 mm d'augmentation d'épaisseur la résistance atteint 50 kg-cmq. en moins; ainsi, par exemple, pour des épaisseurs de 26 à 28 mm, on a 3550 à 3350 kg, 3450 à 3250 kg, 3250 à 2950 kg, et ainsi de suite.

avec: $K_t \geq 3800 \text{ kg}$ $\varphi \geq 20 \text{ ‰}$

$$\frac{K_t}{100} + \varphi \geq 58.$$

¹ Les règles de Wurzburg, modifiées en 1895, exigent:

	Tôle de foyer	Tôle de bordure	Tôle d'enveloppe
K_t suivant la longueur des fibres	3600 kg	3500 kg	3300 kg
en travers des fibres	3400 »	3300 »	3000 »
φ suivant la longueur des fibres	20 ‰	15 ‰	10 ‰
en travers des fibres	15 »	12 »	8 »
$\frac{K_t}{100} + \varphi$ { suivant la longueur des fibres } \geq	56	50	43
{ en travers des fibres } \geq	49	45	38

Voir la note 1 au bas de la page 44.

Fers du commerce.

	I (Qualité du fer à rivets).		II (Qualité pour maréchaux)	
	K_t	φ	K_t	φ
En long	3700 kg	15 ‰	3500 kg	12 ‰

Autres prescriptions relatives au fer soudant.

Pour les pièces de locomotives et de wagons de chemins de fer qui doivent être exécutées avec du *fer soudant* de première qualité, comme par exemple les tirants de ciel de foyer, les entretoises, les rivets, boulons, crochets d'attelage avec leurs tiges¹, on exige :

$K_t \geq 3800 \text{ kg}$ $\varphi \geq 15 \text{ ‰}$ (Direction des chemins de fer du royaume de Prusse, à Francfort-sur-Mein),

$K_t \geq 3800 \text{ kg}$ $\psi \geq 40 \text{ ‰}$ (Direction des chemins de fer du royaume de Prusse, à Magdebourg),

$K_t \geq 3800 \text{ kg}$ $\varphi \geq 20 \text{ ‰}$ ou $\psi \geq 30 \text{ ‰}$ (Chemins de fer de l'Etat, royaume de Wurtemberg).

Pour les *fers soudants de seconde qualité*, les mêmes administrations exigent :

$K_t \geq 3600 \text{ kg}$ $\varphi \geq 12 \text{ ‰}$,

ou :

$K_t \geq 3600 \text{ kg}$ $\psi \geq 25 \text{ ‰}$,

ou :

$K_t \geq 3500 \text{ kg}$ $\varphi \geq 12 \text{ ‰}$ ou $\psi \geq 17 \text{ ‰}$.

b. FER FONDU

Fers de construction.

Pour une matière de 7 à 28 mm d'épaisseur.

En long $K_t \begin{matrix} \geq 3700 \text{ kg} \\ \leq 4400 \text{ »} \end{matrix}$ $\varphi \geq 20 \text{ ‰}$

En travers $K_t \begin{matrix} \geq 3600 \text{ kg} \\ \leq 4500 \text{ »} \end{matrix}$ $\varphi \geq 17 \text{ ‰}$

Matières pour rivets et boulons $K_t \begin{matrix} \geq 3600 \text{ kg} \\ \leq 4200 \text{ »} \end{matrix}$ $\varphi \geq 22 \text{ ‰}$.

Tôles.

Tôles de navires.

$K_t \begin{matrix} \geq 3500 \text{ kg} \\ \leq 4500 \text{ »} \end{matrix}$ $\varphi \geq 20 \text{ ‰}$

dans les deux sens.

¹ En beaucoup d'endroits on emploie aussi, encore maintenant, le fer soudant ; mais seulement pour des coulisses, des boulons, etc., destinés à être enveloppés ; a-t-on raison de le faire ? c'est ce que nous pouvons nous abstenir d'expliquer ici.

Tôles de chaudières ¹.

	Tôle de foyer		Tôle d'enveloppe I		Tôle d'enveloppe II	
	K _t	φ	K _t	φ	K _t	φ
dans les deux sens :						
au moins	3400 kg	25 %	3600 kg	22 %	3900 kg	20 %
au plus	4000 »		4200 »		4500 »	

et de façon que :

$$\frac{K_t}{100} + \varphi \geq \begin{matrix} 62, & 61, & 60, \end{matrix}$$

De là résulte, par exemple, qu'une tôle de foyer n'ayant qu'une ténacité de 3400 kg, doit présenter une extension d'au moins 28 % (voir aussi la note art. 1, p. 44).

Les valeurs K_t données pour la tôle d'enveloppe II s'appliquent à des épaisseurs de tôle allant jusqu'à 24 mm, pour des épaisseurs plus grandes de la tôle, on exige K_t $\begin{matrix} \geq 3800 \\ \leq 4400. \end{matrix}$

Fers du commerce.

$$K_t = 3400 \text{ à } 4400 \text{ kg, } \varphi = 20 \text{ \%}.$$

c. ACIER FONDU.

En première ligne vient l'acier fondu au creuset qui, malgré son prix élevé, s'emploie en général, aujourd'hui encore et de plus en plus, pour toutes les pièces de machines dont on exige surtout un service aussi sûr que possible.

Son emploi sera en outre étudié dans les cas où s'imposent surtout des conditions de grande résistance, parce que la pureté de cette matière, et la sûreté avec laquelle on peut obtenir des produits répondant à des besoins déterminés, permettent d'atteindre de très grandes résistances sans que la ténacité nécessaire fasse défaut.

On exige habituellement :

	K _t	φ (sur 200 mm)	ψ
Pour les arbres, axes et pièces de machines analogues.	5000 à 6000 kg ≥	20 %	≥ 35 %
Pour les bandages des roues de locomotives.	6500 à 8500 » »	15 à 10 %	» 25 à 15 %
Pour les arbres de navires	4500 à 5500 » »	25 à 20 »	» 40 %
Pour les bandages de roues de tenders et de wagons.	5500 à 6500 » »	18 à 15 »	» 30 à 25 %

¹ Les règles de Wurzburg, modifiées en 1895 et qui, jusqu'à nouvel ordre, n'admettent dans la construction des chaudières que le fer fondu fabriqué au four à réverbère, exigent pour les cornières employées à cette construction :

$$K_t \begin{matrix} \geq 3700 \text{ kg, } \varphi > 20 \% \text{ et } \\ \geq 4400 \text{ » , } \varphi > 20 \% \end{matrix} \text{ et } \frac{K_t}{100} + \varphi \geq 60$$

et pour les fers à rivets :

$$K_t \begin{matrix} \geq 3400 \text{ kg, } \varphi \geq 25 \% \text{ et } \\ \geq 4000 \text{ » , } \varphi \geq 25 \% \end{matrix} \text{ et } \frac{K_t}{100} + \varphi \geq 62.$$

Les plus grandes résistances sont :

Pour les bandages, quand on recherche surtout la dureté. . .	$K_t = 8500$ à 9000 kg,
Pour les usages particuliers exigeant ce que l'on appelle la qua- lité de dureté naturelle	$K_t = 9000$ à 10000 kg.

L'acier Martin rivalise, en général, — à l'exception des cas dans lesquels il s'agit d'acier pour canons et outils, — avec l'acier au creuset. On le considère ordinairement comme plus doux que ce dernier lorsqu'il est appliqué aux mêmes usages.

On exige ordinairement :



	K_t	φ	ψ
Pour les arbres, axes et pièces analogues de machines, telles que les arbres à manivelles, etc.	4200 à 5000 kg \geq	20 % \geq	35 %
Pour essieux de locomotives, tenders et wagons	5000 kg »	18 »	30 %
Pour bandages de roues de locomotives	6000 à 7000 kg »	15 à 12 % »	25 à 20 %
Pour bandages de roues de tenders et de wagons	5000 à 6000 » »	18 à 16 » »	35 à 30 »

On peut considérer comme donnant les plus grandes résistances :

l'acier pour bandages très durs, avec $K_t = 8000$ à 8500 kg,
l'acier à ressorts très dur, » $K_t = 9000$ kg.

L'acier Bessemer est beaucoup moins employé qu'autrefois pour les pièces des machines. On peut appliquer à sa résistance les remarques relatives à l'acier Martin.

Dans ces derniers temps on est parvenu, au moyen d'additions de nickel en proportions variées, à fabriquer de l'acier possédant une grande résistance et une grande ténacité. En 1895, le Bureau de technologie mécanique des chemins de fer de l'Etat (Royaume de Wurtemberg), a remis à l'auteur pour les essayer : 3 barres rondes, A, B et C, d'acier Krupp fondu au creuset, comme celui qui sert à fabriquer les essieux moteurs à vilbrequins des locomotives à cylindres intérieurs ; 1 barre ronde et 1 barre carrée d'acier au nickel, offertes par la maison Krupp, à Essen, comme échantillons destinés au même usage. Le résultat des expériences est donné, en raison de l'importance que l'acier au nickel est destiné à acquérir, au tableau comparatif ci-après et représenté graphiquement, en partie, sur la figure 23.

	Barre A	Barre B	Barre C	Acier au nickel 	Acier au nickel 
Diamètre d en cm.	2,003	2,000	2,005	2,003	2,001
Longueur cylindrique en cmq. .	17,0	12,0	7,5	17,5	17,5
Section en cmq. .	3,15	3,14	3,16	3,15	3,14
Limite de proportionnalité en kg. par cmq.	3175	2866	3006	3810	3185
Coefficient d'extension α	$\frac{1}{2165000}$	$\frac{1}{2109000}$	$\frac{1}{2110000}$	$\frac{1}{2061000}$	$\frac{1}{2059000}$

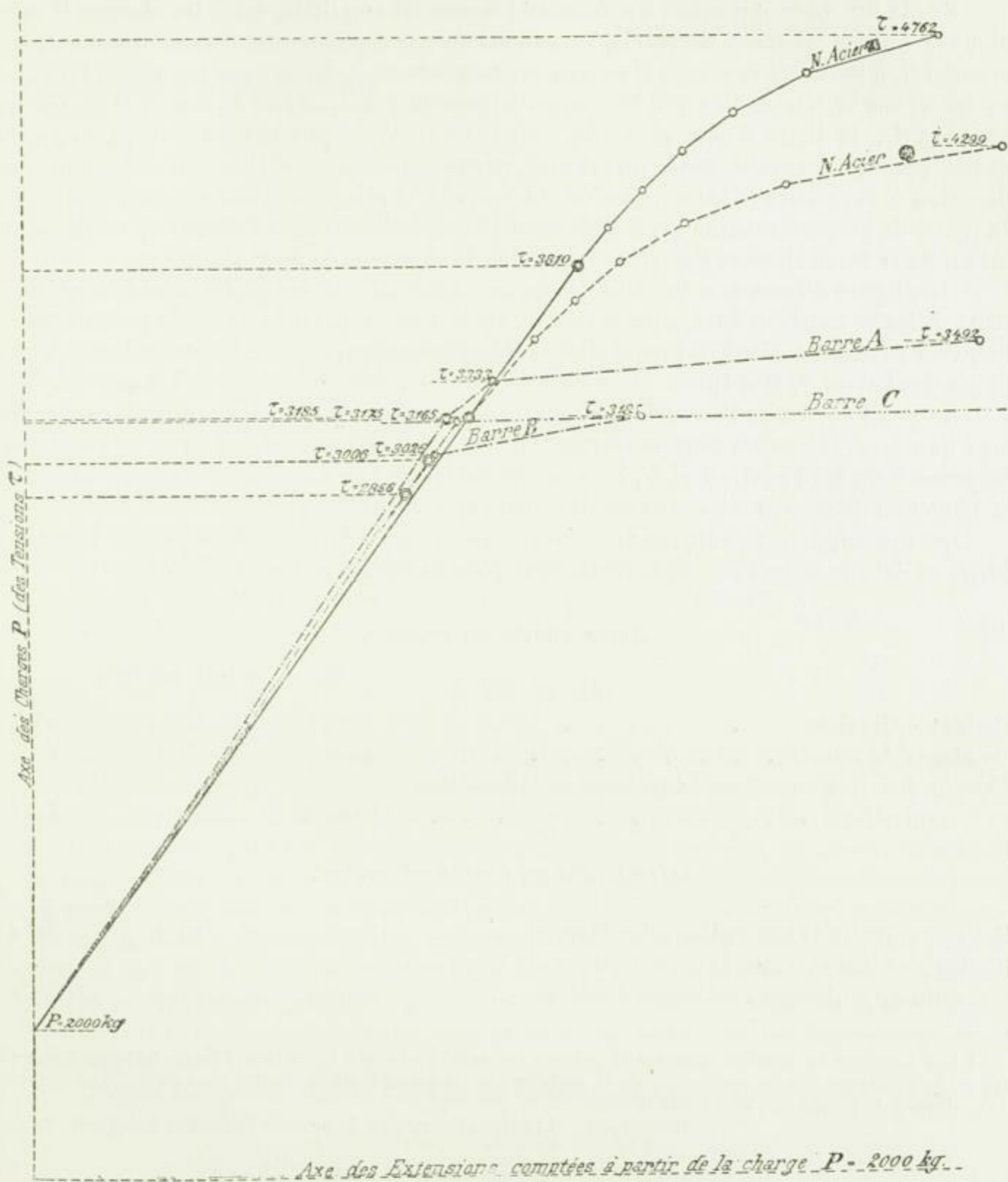


Fig. 23.

	Barre A	Barre B	Barre C	Acier au nickel 	Acier au nickel
Charge de rupture P en kg.	19520	18280	19270	21670	21880
Résistance à la traction $P : \frac{\pi}{4} d^2$					
in kg/cm ²	6197	5822	6098	6879	6968
Extension φ % sur 50 mm	39,6	35,6	34,4	38,0	35,8
» » » 100 »	28,9	25,6	—	26,3	24,6
» » » 150 »	24,3	—	—	21,7	20,4
Diminution de section ψ %	55,2	46,8	44,0	65,7	62,1

BACK. — ÉLÉMENTS DES MACHINES.

Sur la fig. 23 sont portées, à une échelle fortement amplifiée, pour les charges P (tensions τ) comme abscisses verticales, les extensions correspondantes comme ordonnées horizontales, à partir de la charge $P = 2000$ kg. La graduation des charges atteignait, dans l'expérience, 500 kg, c'est-à-dire que la charge augmentait chaque fois de 500 kg. Comme on peut le voir, la ligne d'extension suit, pour la barre A, jusqu'à la tension 3175, une ligne droite qui dévie ensuite pour prendre, à partir de $\tau = 3333$ kg (limite d'extension), une direction d'une rectitude extraordinaire. La barre B se comporte d'une manière analogue, sa limite de proportionnalité est à 2866 kg et sa limite d'extension à 3026 kg; il en est de même de la barre C, pour laquelle on a trouvé des tensions de 3006 et 3165 kg.

Les lignes d'extension des deux barres au nickel suivent des trajets notablement différents. Elles se courbent naturellement aussi, après avoir dépassé la limite de proportionnalité, vers l'axe des extensions; mais elles le font graduellement et moins subitement que les lignes des barres A, B et C.

Au point de vue de l'extension de rupture φ , les barres d'acier au nickel ne restent, bien que leur résistance (en moyenne 6923 kg), dépasse celle des barres A, B et C (en moyenne 6059 kg) d'environ 14 % en nombre rond, que peu en arrière; en ce qui concerne la réduction de section elles sont notablement supérieures¹.

Les prescriptions techniques des *chemins de fer de l'État du Royaume de Wurtemberg*, en date de novembre 1892, prescrivent pour la livraison des *locomotives*:

Acier fondu au creuset.

	K_t	φ (sur 200 mm)	ψ
Essieux ordinaires.	5500 kg	20 %	25 %
Bandages de roues.	7000 »	15 »	25 »
Chapes des boulons, tiges de pistons, tourillons de manivelles.	6000 »	25 »	40 »

Acier fondu au four à réverbère.

Essieux moteurs et accouplés (acier Martin) . . .	5000 »	20 »	30 »
Bielles motrices et d'accouplement, tiges de tiroirs, guides, coulisseaux de boîtes d'essieux . . .	5000 »	20 »	30 »

¹ Les nombres du tableau comparatif suivant (communiqués par la maison Fried. Krupp), donnent des renseignements sur les propriétés de la matière avec laquelle sont fabriqués les arbres, particulièrement dignes de remarque, de la dite maison.

	Résistance à la traction kg/cm ²	Limite d'élasticité kg/cm ²	Extension sur 200 mm %	Longueur de manivelle mm	Diamètre mm	Longueur mm	Poids kg
Arbre à trois manivelles, en acier au nickel, pour l'avis à vapeur « Kaiser Friedrich » . . .	6200	4200	20,5	850	600	12950	40335
Arbre à trois manivelles, en acier Martin, pour une machine de mine.	4800	—	24	650	520	7735	22250
Arbre à quatre manivelles, en acier au nickel	6200	4200	20	875	600	13960	83300
Axe creux en acier au creuset.	5600	—	22	—	765/355	7050	16000
Arbre creux en acier au creuset	4840	—	25,8	—	300/110	25000	12000

Ce dernier arbre a été forgé à la presse hydraulique avec un bloc d'acier de 2700^{mm} de longueur et ayant, en nombre rond, 1250^{mm} de diamètre, puis tourné et foré sur un tour de 34^m de longueur de banc, 30^m de longueur extrême entre pointes et 0^m,7 de hauteur de pointes.

35 %

0,7 m

Acier à ressorts.

Pour ressorts à lames et spiraux	{	non trempé	7000 kg ¹	12 ‰ ¹	—
		trempé	8000 »	4 »	—

Acier fondu au four à réverbère.

Pour les tenders, on demande les conditions suivantes :

	K_t	φ	ψ
Essieux (acier Martin).	5000 kg	20 ‰	30 ‰
Bandages.	5000 »	20 »	30 »

Les stipulations techniques générales de la *Direction des chemins de fer du royaume de Prusse, à Francfort-sur-Mein*, en date de septembre 1889, exigent :

	K_t	ψ
Essieux de locomotives et de tenders, corps et tiges de pistons, tourillons de manivelles et d'accouplement, etc.	5000 kg	30 ‰
Bandages pour locomotives.	6000 »	—
» » tenders	5000 »	—
Bielles de manivelles et d'accouplement, glissières directrices rectilignes, boulons de crosses de pistons, coulisses et coulisseaux que l'on y place, etc.	4500 »	40 ‰

d. FIL DE FER.

Les qualités exigées varient suivant l'emploi auquel le fil est destiné.

L'épreuve usuelle comprend *l'essai à la traction* dans lequel on peut déterminer la ténacité, l'extension, la réduction de section et le travail de déformation à la rupture ; *l'essai à l'enroulement*, qui peut s'étendre à la détermination du moment de torsion nécessaire à la rupture, ainsi qu'à la détermination du travail de torsion et du nombre de torsions qu'une longueur déterminée de fil subit avant que sa rupture s'ensuive ; on pratique aussi l'essai à la flexion. Dans ce dernier, le fil pincé entre des mâchoires, dont l'arête porte un arrondi de 5 mm de rayon, est courbé de la verticale à l'horizontale, c'est-à-dire à 90°, puis courbé en sens inverse jusqu'à ce qu'il reprenne la direction verticale. On opère ensuite la flexion et le redressement de l'autre côté, et ainsi de suite. Chaque flexion aller et retour est comptée pour une.

D'après les conventions de l'*Union des métallurgistes allemands*, 1893, on admet les prescriptions suivantes :

Fil pour télégraphes, galvanisé et recuit
(Fer fondu.)

Essai à la traction. $K_t \geq 4000 \text{ kg}$.

Essai à l'enroulement. Longueur libre du bout de fil de fer 15 cm.

Un fil de	5	4	3	2,5	2	1,7 ^{mm} de diamètre
doit supporter.	15	18	21	25	27	30 enroulements.

¹ La Direction des chemins de fer du Royaume de Prusse, à Francfort-sur-Mein, exige $K_t \geq 7500 \text{ kg}$ et $\varphi \geq 15 \text{ ‰}$, l'acier trempé ne doit pas présenter de flexion persistante après avoir subi un effort de 7500 kg.

Essai à la flexion.

Un fil de	5	4	3	2,5	2	1,7 ^{mm}	de diamètre
doit supporter	6	7	6	9	13	15	flexions
sur une broche de	10 ^{mm}		5 ^{mm}			de rayon.	

Fil pour téléphones, galvanisé

(Acier fondu.)

Essai à la traction K_t 13000 à 14000^{kg}.L'extension, sur un fil de 500^{mm} de longueur chargé jusqu'à la rupture doit atteindre 5 o/o.*Essai à la flexion.* Rayon de la broche 5^{mm}.

Un fil de	2,5	2,2	2	1,8	1,6 ^{mm}	de diamètre
doit supporter	4	6	7	8	10	flexions.

D'après les prescriptions de l'*Administration supérieure des mines, à Dortmund*, les fils de câbles d'extraction (destinés au transport des hommes), doivent supporter, sans se rompre :

du diamètre de 1,0^{mm} à celui de 2,0^{mm} (exclusivement) 8 flexions

»	2,0	»	2,2	»	7	»
»	2,2	»	2,5	»	6	»
»	2,5	»	2,8	»	5	»
»	2,8	»	et plus	»	4	»

La marine impériale allemande prescrit les conditions techniques suivantes pour la fabrication et la réception des *cordages en fil d'acier, à torons multiples et autres* :

Diamètre du fil non galvanisé	0,55	0,60	0,65	0,79	0,99	1,17	1,30 ^{mm}	
Charge de rupture du fil isolé {	au moins	24	28	33	49	77	108	133 ^{kg}
	en moyenne	30	35	41	61	96	134	166
Nombre d'enroulements sur 25 ^{cm} de longueur {	au moins	14	13	12	9	8	7	6
	en moyenne	36	33	31	23	20	17	15
Nombre de flexions doubles sur une broche de 5 ^{mm} de rayon {	au moins	11	10	9	7	5 ^{1/2}	4 ^{1/2}	4
	en moyenne	16 ^{1/2}	15	13 ^{1/2}	10 ^{1/2}	8	6 ^{1/2}	6

Les fils d'acier fondu, comme ceux fournis par la maison *Felten et Guillaume, à Mülheim-sur-Rhin* et particulièrement ceux qui servent à l'ascension des personnes, ont ordinairement une ténacité de 11500 à 13000^{kg}. De grandes profondeurs et de grandes charges peuvent obliger à employer une matière plus solide et l'on recourt alors à du fil d'acier fondu ayant une résistance à la traction de 15000 à 16000^{kg} qui peut, parfois, monter à 18000 ou 20000^{kg}; en général, on ne le fait d'ailleurs que si l'on y est forcé; car la ténacité de la matière aussi résistante est bien inférieure. D'après un rapport publié récemment par *C. Habermann* dans l'*Österreichischen Zeitschrift für Berg und Huttenwesen*, 1895, pages 193 et suivantes, des câbles d'extraction d'acier fondu au creuset, de qualité supérieure et possédant une résistance de 18000 à 19000^{kg} ont donné à Pribram, de bons résultats (voir ci-dessus et, au chapitre cinquième, les remarques A II, à la fin de l'article 1.

Pour apprécier les qualités réelles d'élasticité et de résistance des fils métalliques¹, Von

¹ Voir aussi, à ce sujet, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1888, pages 706 et suivantes : *Essai des matières employées dans la fabrication des fils métalliques*. On trouve dans cette publication la valeur de 26700 kg cmq, pour le maximum de résistance obtenu.

Tetmajer, dans le quatrième fascicule de ses Publications de l'Établissement d'essai des matériaux de construction, annexé au Polytechnikum de la Confédération helvétique à Zurich, 1890, pages 227 et suivantes, donne un travail précieux traitant, particulièrement, des câbles en fil de fer employés sur les chemins de fer funiculaires de la Suisse. Tout récemment *Rudeloff* a publié, dans les *Mitteilungen aus den Kgl. technischen Versuchsanstalten*, Berlin, 1897, pages 137 à 208, un travail très remarqué¹ sur les résultats d'essais préalables sur des fils et torons métalliques, dans le but de déterminer l'influence de la construction sur les qualités de résistance des câbles métalliques.

e. Fonte.

On peut exiger d'une fonte généralement utilisable pour les pièces de machines, qu'une barre carrée brute (coulée dans un moule en sable parfaitement sec, placé dans une position inclinée, et ayant un jet de 15^{cm} de hauteur), de 50^{mm} de côté, reposant sur deux couteaux écartés l'un de l'autre de 1000^{mm}, subisse en son milieu, avant de se briser, sous une charge graduellement croissante, une flexion transversale d'environ 18^{mm} y compris 1.5 à 3^{mm} de flexion persistante. On peut considérer cette dernière grandeur comme une mesure de la ténacité et la flexion élastique comme une mesure de l'élasticité. Dans ces conditions la résistance à la flexion ne doit pas atteindre une valeur inférieure à 2200^{kg}. Elle est ordinairement variable entre 2200 et 2700^{kg}¹.

(Au sujet de l'influence de la croûte de fonte et de la forme de section transversale, voir les pages 40 et suivantes).

f. Acier de moulage.

Ce métal est livré aussi bien en acier au creuset qu'en acier Martin ; mais préférablement il provient de la dernière de ces matières.

La *Société de Bochum, pour l'exploitation des mines et la fabrication de l'acier de moulage*, dans les ateliers de laquelle cet acier a été produit pour la première fois, fournit au sujet de son « *acier pour moulages, de Bochum* », qu'elle fabrique dans les limites $K_t = 3500$ à 7000 ^{kg}, les données suivantes, applicables à une matière fondue et non forgée.

1. Matière propre à la fabrication d'objets soumis à des causes directes d'usure.

a. Roues disques (roues pleines dont le moyeu, le disque et la jante sont fondus en une seule pièce), pointes de cœurs :

$$K_t = 5500 \text{ à } 6500 \text{ kg, } \varphi \text{ jusqu'à } 6 \text{ } \%, \psi \text{ jusqu'à } 10 \text{ } \%$$

¹ Bericht über die Ergebnisse von Voruntersuchungen mit Drähten und Litzen zur Feststellung des Einflusses der Konstruktion auf die Festigkeitseigenschaften von Drahtseilen.

² Beaucoup de cahiers de charges exigent de la fonte une résistance à la traction $K_t \geq 1200$ ^{kg}. et, de plus, un essai à la flexion comme celui indiqué ci-dessus, dans lequel la barre, avant de se briser, supporte en son milieu une charge de 450 ^{kg}; ce qui représente une résistance à la flexion $K_f \geq \frac{450 \cdot 100}{4 \frac{1}{6}^3} = 2500$ ^{kg}.

Ces deux nombres sont dans le rapport $2500 : 1200 = 2.08 : 1$. Cette valeur est certainement trop élevée. Dans ses nombreuses expériences sur les fontes, l'auteur a trouvé que ce rapport est, en nombres ronds : 1,5 : 1. Si dans les conditions indiquées (barre à section carrée, de 30 ^{mm} de côté, brute, soumise à la flexion ; barre pour essais à la traction, à section circulaire, taillée dans les fragments de la barre essayée à la flexion), l'on obtient, par exemple, une résistance à la flexion de 2300 ^{kg}, la résistance à la traction est d'environ 1500 ^{kg}. Le façonnage des barres soumises à la flexion élève à peu près le rapport $K_f : K_t$ à 1,7 ou 1,8, en moyenne.

Handwritten mark resembling a stylized 'L' or '4'.

b. Roues dentées, boîtes à graisse, coulisseaux pour locomotives, etc.

$$K_t = 5000 \text{ à } 5500 \text{ kg}, \varphi \text{ et } \psi \text{ sans importance.}$$

2. Matière convenable pour des objets qui ne sont pas exposés directement à l'usure ou ne doivent y être exposés que dans une mesure peu importante, et desquels on exige moins la dureté qu'une certaine ténacité.

Corps de roues sur lesquels on doit rapporter des bandages, pièces pour affûts et à l'usage de la marine (étraves et étambots de navires, ancres, certaines pièces de machines, etc.).

$$K_t = 3500 \text{ à } 4000 \text{ kg}, \varphi \text{ jusqu'à } 30 \text{ } \%, \psi \text{ jusqu'à } 50 \text{ } \%.$$

Des barres carrées de cet acier, de 32^{mm} de côté peuvent se courber à froid sur elles-mêmes, sans montrer de cassures ni de crevasses, à un angle qui peut atteindre environ 135°.

3. Cylindres de presses, comme ci-dessus, art. 1 b.

On considère $K_t = 1200 \text{ kg}$ comme coefficient encore admissible pour des cylindres en service.

Les *fabriques d'acier de moulage de Hagen (Wurtemberg)*, déclarent que leur acier, tel qu'il s'emploie pour le moulage, possède ordinairement une résistance à la traction d'environ 4500 à 6000^{kg}, et a naturellement une dureté et une ténacité variables avec l'emploi auquel on les destine.

En général, on ne peut s'attendre à trouver les pièces en acier de moulage complètement exemptes de pores ou de soufflures.

Ordinairement, on ne recourt à l'acier de moulage, pour les pièces de machines, que si ces pièces coulées en fonte ordinaire n'offrent pas la résistance nécessaire (à la rupture ou à l'usure), ou sont trop grosses (trop lourdes), ou s'il doit être trop coûteux d'exécuter ces pièces en bronze ou en métal susceptible d'être forgé (fer, acier). En cas d'emploi de l'acier de moulage, il est nécessaire de demander préalablement, à l'usine, des renseignements dont il sera très utile de tenir compte au point de vue de la forme des pièces, de la détermination des moindres épaisseurs des parties, et de la nature particulière de la matière. Les tensions originelles de chaque pièce d'acier moulé, surtout quand il faut s'attendre, d'après la forme du corps, à ce qu'elles aient une grandeur importante, doivent être réduites; c'est une nécessité qui se comprend et à laquelle il n'est aucunement difficile de satisfaire dans l'état actuel de l'industrie des aciers de moulage.

La *fabrique d'acier de moulage de Fr. Krupp, à Essen*, prévoit une importante extension du nombre d'emplois de ce métal. D'après des publications de cette maison, des progrès tout récents ont permis d'arriver, pour l'acier de moulage, à des coefficients de ténacité et surtout d'extension analogues à ceux de l'acier forgé.

1. Pour étraves et étambots de navires, roues à rayons, manivelles, etc. :

$$K_t = 4200 \text{ à } 5000 \text{ kg}, \varphi = \text{ jusqu'à } 25 \text{ et } 30 \text{ } \%, \psi = \text{ jusqu'à } 40 \text{ et } 60 \text{ } \%, \\ \text{limite de proportionnalité environ } 2200 \text{ kg.}$$

2. Pour pistons, bielles directrices, roues dentées, etc. :

$$K_t = 4500 \text{ à } 5500 \text{ kg}, \varphi = \text{ jusqu'à } 20 \text{ et } 27 \text{ } \%, \psi = \text{ jusqu'à } 35 \text{ et } 55 \text{ } \%, \\ \text{limite de proportionnalité environ } 2500 \text{ kg.}$$

3. Pour roues disques, avec bandage venu à la fonte, pointes de cœurs :

$$K_t = 6000 \text{ à } 7000 \text{ kg}, \text{ en nombres ronds, } \varphi = 10 \text{ } \% \text{ en nombre rond.}$$

Ces nombres s'appliquent aux aciers Martin de moulage et se distinguent de ceux relatifs à l'acier au creuset, en ce que l'acier de moulage obtenu par le procédé Martin est, en général, maintenu plus doux que l'acier au creuset. Ils se rapportent, ainsi que la maison Fr. Krupp le déclare expressément, à des éprouvettes qui n'ont subi aucun travail de forge.

3. Remarques au sujet des coefficients des tableaux comparatifs, pages 38 et 39.

a. Coefficients d'extension et de cisaillement.

Les coefficients d'extension donnés pour le fer soudant, le fer fondu et l'acier fondu sont ceux que l'on applique ordinairement et dont de nombreux essais continuent d'ailleurs à justifier l'exactitude. Si les valeurs indiquées pour α , et résultant d'expériences à la flexion, sont plus grandes et varient fortement avec la hauteur des pièces essayées, la cause en est, comme l'auteur l'a démontré dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1888, pages 222 et suivantes, et discuté de nouveau à fond dans *Elasticität und Festigkeit*, § 22, art. 1 et § 52, art. 2 b, dans l'erreur que l'on a commise en calculant α d'après les résultats d'expériences exécutées en négligeant l'influence de la force de cisaillement. Si l'on tient compte de cette dernière, la concordance entre les coefficients d'extension résultant de l'essai à la traction et ceux fournis par des essais à la flexion est aussi bonne que l'on peut généralement s'attendre à l'obtenir. Etant donnée l'importance fondamentale inhérente à cette question, il convient de faire particulièrement ressortir cette omission, d'autant plus qu'elle a conduit à considérer le coefficient d'extension (module d'élasticité), pour la flexion, comme supérieur ou inférieur d'une certaine quantité à celui applicable à la traction ou à la pression¹.

Pour la fonte α est variable et augmente en même temps que la tension; α varie aussi notablement avec la nature de la fonte; ces variations sont, d'ailleurs, beaucoup plus importantes que celles du fer malléable et de l'acier. En se basant sur les expériences qu'il

¹ En exécutant des expériences sur la valeur du fer fondu Thomas, à l'établissement d'essai des matériaux de construction annexé au Polytechnikum de la Confédération helvétique, à Zurich (Rapports de cet établissement, 1886, pages 95 et suivantes, tableaux 1, 2 et 8), on a trouvé avec le fer fondu :

pour le module d'élasticité $\frac{1}{\alpha}$

a. d'après des essais à la traction	pour lesquels on avait pris les éprouvettes		Moyenne
	Sur les ailes des poutres	Sur l'âme des poutres	
Profil normal allemand	Tabl. 1, pages 120 et 121	Tabl. 2, pages 122 et 123	
N° 24, 24 cm de hauteur.	2101000	2143000	2122000
» 19, 19 »	2174000	2083000	2128500
» 14, 14 »	2162000	2127000	2144500
» 10, 10 »	2125000	2111000	2118000
		Moyenne.	2128000

b. d'après des expériences à la flexion sur les poutres entières, avec des supports écartés de 1500^{mm}.
Tabl. 8, pages 134 et 135.

N° 24, 24 cm de hauteur.	1673000	} calculé sans tenir compte de la force de cisaillement.
» 19, 19 »	1187000	
» 14, 14 »	1983000	
» 10, 10 »	2111000	

D'après cela on avait, par exemple, pour $1 : \alpha$ de la poutre entière n° 24, d'après les expériences à la flexion, une valeur inférieure de

$$2122000 - 1673000 = 449000$$

à celle déduite des essais à la traction. Si l'on tient compte de l'influence de la force de cisaillement dans le calcul de $1 : \alpha$ d'après les essais à la flexion, l'on obtient

pour le N° 24	2140000
» 19	2100000
» 14	2180000
» 10	2220000

Moyenne 2160000

et par suite des valeurs peu différentes de la moyenne 2128000 résultant des essais à la traction.

a exécutées jusqu'à présent, l'auteur, pour une matière tenace et débarrassée de sa croûte, comme celle qui s'emploie pour les pièces de machines, pose en appliquant des valeurs moyennes, jusqu'à plus ample informé :

$$\text{à la traction } \epsilon = \frac{1}{1250000} \tau^{1,1}$$

$$\text{à la pression } \epsilon = \frac{1}{1180000} \tau^{1,05}$$

Les expériences montrent, entre autres faits, que pour les valeurs m et α de l'équation 5 a (page 4), il n'est pas indifférent que les corps soient essayés d'abord à la traction puis à la pression, ou d'abord à la pression puis à la traction. A ce sujet et à celui d'autres particularités, le lecteur peut se reporter à *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, pages 11 à 34.

On ne peut obtenir des résultats dignes de confiance en déduisant, pour la fonte, le coefficient d'extension α d'épreuves à la flexion. En effet, le développement des formules d'après lesquelles on peut finalement calculer α suppose l'invariabilité de cette grandeur.

La matière qui forme la croûte de la fonte possède un coefficient d'extension inférieur à celui de la fonte sous-jacente. Cela explique pourquoi des barres de fonte brute ont, à la flexion, une résistance inférieure, comparativement à celle de barres dépouillées de leur croûte, et pourquoi ces dernières ont une flexibilité plus grande¹.

Le coefficient d'extension admis pour l'acier de moulage a été obtenu au moyen d'essais à la flexion exécutés sur des barres à section carrée. Les résultats partiels obtenus ont varié entre $\frac{1}{2230000}$ et $\frac{1}{2050000}$.

Le coefficient de cisaillement β , pour une matière parfaitement homogène (isotrope), est avec le coefficient d'extension α , supposé constant, dans le rapport

$$\beta = 2 \frac{m+1}{m} \alpha$$

Si l'on pose, conformément à l'état actuels des résultats d'expériences (fer malléable, acier).

$$m = \frac{10}{3}$$

on obtient

$$\beta = 2,6 \alpha$$

ou

$$\alpha = 0,385 \beta.$$

Avec quelle approximation pourra-t-on appliquer ces valeurs à des coefficients d'extension très variables ; tels, par exemple, que ceux de la fonte, du cuivre, etc. ; c'est ce que de nouvelles expériences à ce sujet auront à décider.

b. Limite de proportionnalité, limite d'allongement (ou d'écrasement), limite d'élasticité.

Les tensions qui doivent être désignées sous ces noms, conformément à ce qui a été dit pages 3 à 6, sont des grandeurs beaucoup moins déterminées qu'on ne l'admet ordinairement.

¹ D'accord avec ces faits, l'expérience montre que des plaques de fonte sont plus faciles à dresser lorsque leur croûte a été enlevée par le façonnage.

Si l'on soumet une barre à des efforts supérieurs aux tensions limites, ces dernières s'élèvent elles-mêmes¹, cela ne se produit pas seulement avec le fer malléable et l'acier suffisamment doux, mais aussi avec d'autres métaux comme le bronze, le cuivre et le zinc. De même, des ruptures répétées augmentent la résistance à la rupture². La matière perd alors de sa ténacité et, par suite, subit une diminution de résistance à l'action des forces variables, comme celles que les pièces de machines ont fréquemment à supporter, telles que les chocs, par exemple.

Le travail du fer à froid, au moyen du martelage, du laminage, de l'étirage, etc., agit d'une manière tout à fait analogue à celle de l'outrepassement des limites de tension. Il en est de même du redressement ou de la courbure des fers en barres, des tôles, etc., à froid³, ainsi que de l'immersion subite, dans l'eau froide, du fer chauffé au rouge⁴.

La matière chauffée au rouge et refroidie lentement revient plus ou moins complètement à son état primitif⁵.

¹ Comme l'ont établi, en particulier, les expériences de Bauschinger, le temps exerce sur cette élévation ou, pour parler en général, ce déplacement, une influence tout à fait importante et particulière. C'est ainsi, entre autres exemples, que la limite de proportionnalité s'abaisse, quand la limite d'extension est dépassée, souvent jusqu'à zéro, si les barres sont éprouvées de nouveau, aussitôt après avoir été allongées puis déchargées; mais pendant le temps de repos qui s'écoule après la suppression de la charge, la limite de proportionnalité se relève de nouveau; plusieurs jours après, elle atteint de nouveau la charge jusqu'où elle était montée; au bout d'un temps suffisant, sûrement au bout de quelques années, elle arrivera à dépasser cette charge, et ainsi de suite. Au sujet de ces phénomènes, qui se rattachent aux actions consécutives de l'élasticité (*Elasticität und Festigkeit*), § 4, on peut se reporter au travail de Bauschinger (*Mitteilungen aus dem mechanisch-technischen Laboratorium der Techn. Hochschule zu München*, 13^e livraison, 1886).

² D'après des expériences publiées par Bauschinger dans la livraison XXI de ses *Mitteilungen* (communications), la limite de proportionnalité de barres rompues s'est élevée, pour du fer malléable, presque à la hauteur, grande ou petite, qu'elle atteignait primitivement (Voir *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, page 128).

³ Des expériences exécutées par Bauschinger sur des tôles de fer soudant, ont montré un accroissement de résistance dans le sens du laminage et une diminution dans le sens perpendiculaire. *Mitteilungen*, etc., 2^e livraison, pages 6 et 7.

⁴ Pour des objets fabriqués avec des matières plus sujettes aux déformations qu'on ne le souhaiterait dans certains cas de la pratique, on peut, en soumettant le métal à un effort assez grand pour en élever la limite d'élasticité, éviter sûrement en service la production de déformations notablement persistantes, tout en donnant à ces objets une résistance plus grande. Ce procédé, toutefois, paraît seulement admissible lorsque la diminution de ténacité qu'il entraîne peut aussi être déclarée admissible. Cela s'applique par exemple au pressage (compression) de l'acier, à température relativement basse, pour les pièces d'artillerie, etc.

Voir, d'autre part, le second paragraphe de la note 5, ci-après.

⁵ Voir, à titre de comparaison, le travail de Bauschinger cité dans la note 3, ci-dessus, notamment la page 27, § 4, du dit travail.

⁶ Cette influence du recuit sur les qualités de résistance de la matière ressort d'une manière toute particulière des résultats d'expériences que l'auteur a eu l'occasion de faire tout récemment, à la suite d'expériences répétées de bouteilles à acide carbonique (récipients à acide carbonique liquide). C'est ainsi que des échantillons d'une des bouteilles qui avaient fait explosion ont donné en moyenne :

	à l'état primitif.	après le recuit
Limite d'extension	voisine de la résistance à la traction, mais non indiquée.	3922 kg
Résistance à la traction	8429 kg	5770 »
Allongement	4,8 %	22,5 %

D'après cela l'allongement, qui donne l'expression de la ténacité, est après le recuit de la matière dans le rapport de 22,5 : 4,8 = 4,69 : 1 plus grand qu'à l'état dans lequel se trouvait la matière dans la bouteille qui avait subi l'explosion; tandis que le rapport des résistances à la traction atteint 5770 : 8429 = 0,69 : 1 et celui des limites d'allongement à peu près 0,47 : 1.

Les bouteilles n'avaient pas été recuites après leur fabrication.

Tandis que la matière des barres recuites se présente avec l'aspect d'un bon acier fondu (acier Siemens-Martin), susceptible de subir des efforts assez élevés, la matière, dans l'état où elle se trouvait dans les bouteilles, se montrait dure et cassante. La ténacité qui correspond à 4,8 % d'allongement est certainement trop faible pour des récipients du genre indiqué ci-dessus et qui, tout en supportant une pression élevée, doivent être transportés et, par suite, peuvent se trouver exposés à des secousses, des chocs, des

5
H.

D'après ce qui précède, on peut donner à une seule et même barre des limites diverses de proportionnalité et d'extension. Il en est de même pour la limite d'élasticité.

Les valeurs données au tableau comparatif de la page 38 correspondent à l'état dans lequel les matériaux sont ordinairement livrés.

Il a déjà été expliqué que la fonte n'a pas de limites de proportionnalité ni d'extension.

c. RÉSISTANCE.

a. Mode d'application de la charge.

Il est universellement entendu que, sous le nom de résistance, on désigne la tension à laquelle se produit la rupture ou (quand il s'agit d'une matière douce comme le fer doux, le plomb, etc.), à laquelle l'aptitude de la matière à la résistance se trouve épuisée, sans, pour cela, que rien soit précisé au sujet des conditions d'application de la charge — que cette dernière soit fixe ou qu'elle varie, soit d'un seul côté, soit des deux côtés alternativement. On sait déjà depuis longtemps que si une barre est soumise à des efforts *alternatifs*, la force nécessaire à la suppression de sa résistance peut être inférieure à celle qui doit produire cette suppression à la suite d'un effort *unique et invariable*. C'est ainsi, par exemple, que l'on parvient plus facilement à rompre une barre, en la faisant fléchir alternativement dans un sens et dans le sens opposé, que si on lui fait supporter une charge agissant dans une seule direction. Quoi qu'il en soit, c'est Wöhler¹ qui, le premier, après des expériences nombreuses, et prolongées pendant plus de douze ans, est parvenu à confirmer ce fait par des données numériques. En raison de l'extrême importance de ces expériences, la substance va en être donnée ci-après :

Résultats des expériences de Wöhler.

Des expériences elles-mêmes, il ne sera donné qu'un aperçu strictement nécessaire pour que l'on en ait une idée.

1. Expériences avec des barres façonnées, provenant d'essieux en fer livrés en 1857 par la Société Phönix.

Les nombres ci-après ont été arrondis dans la transformation du quintal allemand, par pouce carré du Rhin, en kilogrammes par centimètre carré.

a. Les barres sont rompues sous une charge immobile.

chutes, ainsi qu'aux effets dynamiques de ces accidents, ou à l'action d'un échauffement ou d'un refroidissement unilatéraux. Pour plus de détails, on peut voir le mémoire de l'auteur sur les *Explosions et causes d'explosions des bouteilles à acide carbonique*. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1896, aux pages 346 et suivantes, ainsi qu'aux pages 672 et suivantes. Voir aussi *Abhandlungen und Berichte*, 1897, pages 260 et suivantes, ainsi que la planche 6, insérée dans le texte du même ouvrage à la page 267 et sur laquelle se trouvent des photographies permettant de reconnaître que des bouteilles fabriquées avec une matière *tenace* et bien recuites, puis soumises à une pression hydraulique suffisante pour produire leur explosion, montrent ordinairement des lignes de rupture bien différentes de celles des bouteilles non recuites ou recuites très imparfaitement.

¹ Wöhler, *Ueber die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl*, Berlin, 1870. Tirage séparé d'un article de la *Zeitschrift für Bauwesen*, 1870.

La rupture s'est produite, en moyenne, à $\frac{440 + 450}{2} = 445$ quintaux par pouce carré = 3250 kg/cmq, pendant qu'il se produisait un allongement de 20%, en moyenne, de la longueur primitive des barres et une réduction de la section de rupture s'élevant à 69%.

- b. Les barres ont été, à plusieurs reprises, soumises à une extension pendant laquelle les tensions s'élevaient de zéro à un maximum, τ_{max} , pour retomber ensuite à zéro.

τ_{max}	Nombre des extensions jusqu'à la rupture.
3500 ¹	800
2340	10 141 645

Wöhler conclut de là que la charge de rupture, en présence d'extensions répétées un nombre quelconque de fois, dans la seule direction de l'axe de la barre, doit être évaluée à 300 quintaux par pouce carré = 2190 kg/cmq.

- c. Les barres ont été soumises plusieurs fois à l'extension. Pendant cette opération les tensions se sont élevées de leur plus petite valeur τ_{min} , située au-dessus de zéro, à leur plus grande τ_{max} , pour retomber ensuite.

τ_{min}	τ_{max}	Nombre des extensions jusqu'à la rupture.
1460	3210	2 373 424
1750	3210	encore utilisable après des extensions de 4 mill.

- d. Les barres ont été, à plusieurs reprises, soumises à la flexion d'un même côté, de manière que pendant cette flexion, en chaque point d'une section transversale à l'exception de celui cité sur l'axe neutre, les tensions normales partant de zéro atteignent une valeur maxima restant égale à elle-même, pour redescendre ensuite à zéro. La plus grande tension τ_{max} n'a lieu, dans ce cas, que sur les points de la section, symétrique par rapport à l'axe neutre, les plus éloignés de ce dernier.

τ_{max}	Nombre des flexions jusqu'à la rupture.
4010	169 750
2630	4 035 400
2190	après 48 200 000 flexions, la barre était encore utilisable.

Wöhler fixe en conséquence la charge de rupture, en présence d'efforts à la flexion répétés un nombre de fois quelconque dans un même sens, à 2190 kg/cmq. Ce nombre se trouve en concordance avec la charge de rupture en présence d'extensions répétées.

- e. Les barres cylindriques soumises à la flexion tournaient de manière qu'à chaque révolution il se produisit en chaque point d'une section, à l'exception du centre de gravité, un effort maximum de traction et un effort de pression de même grandeur que celui-ci, avec passage gradué d'un effort à l'autre (charge des arbres, etc., soumis à la flexion).

¹ La différence entre $\tau_{max} = 3500$ et la charge de rupture de 3250 kg, donnée en a, résulte-t-elle d'une infériorité de résistance des barres rompues comme il est dit en a, ou bien τ_{max} a-t-il dû se trouver plus grand parce que, peut-être, pendant les essais mentionnés en b les déformations ne pouvaient se produire par suite de la rapide succession des efforts de la même manière que dans le cas d'une charge immobile? c'est ce qui doit rester incertain. Jusqu'à ce que l'on ait déterminé l'influence, vraisemblablement indiquée par cette différence, de la durée de la charge, on conseille d'admettre, comme charge de rupture, une valeur un peu inférieure à celle trouvée par Wöhler.

τ_{max}	Nombre de révolutions jusqu'à la rupture.
± 2330	56 430
± 1310	19 186 791
± 1170	après 132 250 000 révolutions la barre était encore utilisable.

En se basant sur ces résultats, *Wöhler* fixe la charge de rupture, en présence d'efforts à la flexion répétés dans tous les sens à ± 1170 kg.

2. *Expériences sur des barres façonnées provenant d'essieux en acier fondu livrés par Krupp en 1862.*

a. *Application de l'effort comme en 1a.*

La rupture s'est produite, en moyenne, pour $\frac{1025 + 1050 + 1050}{3}$ quintaux allemands par pouce carré = 7600 kg/cmq, pendant que les barres s'allongeaient, en moyenne, de 14% de leur longueur primitive et subissaient une réduction de 80% à la section de rupture.

b. *Application de l'effort comme en 1b.*

τ_{max}	Nombre des extensions jusqu'à la rupture.
5840	18 741
3650	473 766
3500	après 13 600 000 extensions la barre était encore utilisable.

Wöhler fixe la charge de rupture correspondante à 3500 kg/cmq.

c. *Application de l'effort comme en 1c.*

τ_{min}	τ_{max}	Nombre des extensions jusqu'à la rupture.
2920	5840	après 12 100 000
2560	5840	» 12 000 000

les barres étaient encore utilisables.

D'où résulte une valeur limite de la différence de tension égale à 3280 kg si la plus grande tension s'élève à 5840 kg.

d. *Application de l'effort comme en 1d.*

τ_{max}	Nombre des flexions jusqu'à la rupture.
3840	1 031 200
3650	5 234 200
3650	après 40 600 000 flexions la barre était encore en service.

Wöhler évalue la charge correspondante de rupture à 3500 kg/cmq.

e. *Application de l'effort comme en 1e.*

τ_{max}	Nombre de révolutions jusqu'à la rupture.
± 3060	55 100
± 2190	45 050 640

Wöhler admet, d'après cela, que la charge de rupture correspond à 2040 kg/cmq.

f. *Les barres ont été un grand nombre de fois tordues dans un sens de manière qu'à chaque courbure et en chaque point d'une section l'effort de cisaillement grandit de zéro à une valeur maxima θ_{max} pour retomber ensuite à zéro.*

θ_{max}	Nombre des torsions jusqu'à la rupture.
3280	373 800
2920	879 700
2770	après 23 850 000 torsions la barre était encore en service.

On peut admettre, d'après ce qui précède, que la charge de rupture en présence d'un effort de torsion répété un nombre quelconque de fois est de 2770 kg/cmq.

- g. Les barres ont été, alternativement et un grand nombre de fois, tordues à droite et à gauche, de manière qu'à chaque torsion, et en chaque point d'une section, l'effort de cisaillement variât, en passant graduellement par zéro, entre deux valeurs extrêmes ne différant que par leur signe.

θ_{max}	Nombre de torsions avant la rupture.
± 1750	859 700
± 1600	après 19 100 000 torsions la barre était encore en service.

La charge de rupture, en présence de torsions répétées un nombre quelconque de fois, à gauche et à droite, pourrait d'après cela s'évaluer à 1600 kg/cmq.

- h. La barre a été tordue par une charge immobile.

La première torsion permanente s'est produite avec $\theta_{max} = 900$ kg/cmq, et a commencé à augmenter très nettement à $\theta_{max} = 1450$ kg/cmq.

3. Expériences avec des barres en acier fondu Krupp, à ressorts.

- a. Application de la charge comme en 1d.

Trempé.

τ_{max}	Nombre des flexions jusqu'à la rupture.
8030	54 600
5840	339 150
5110	455 700
5110	268 900
4380	après 36 500 000 flexions la barre était encore en service.

Non trempé.

τ_{max}	Nombre des flexions jusqu'à la rupture.
7300	39 950
5840	117 000
4380	468 200
3650	après 40 600 000 flexions la barre était encore en service.

- b. Les barres ont été courbées un grand nombre de fois dans un même sens, de manière qu'elles ne pussent revenir à l'état de tension nulle; mais que la tension, en chacun des points d'une section, s'élevât d'une certaine valeur minima à une valeur maxima et retombât ensuite, conformément aux conditions dans lesquelles travaillent réellement les ressorts.

Trempé.

τ_{min}	τ_{max}	$\tau_{max} - \tau_{min}$	Nombre des flexions jusqu'à la rupture.
2190	8760	6570	22 900
3650	8760	5110	86 000
5110	8760	3650	50 100
5110	8760	3650	251 400
5840	8760	2920	après 35 600 000 flexions la barre était encore en service.
6570	8760	2190	33 478 700

pour l'acier fondu Krupp, à essieux	{	+ 2040 kg, dans le sens opposé — 2040 kg,
		+ 3500 kg, » » 0 kg,
		+ 5840 kg, » » + 2560 kg,
		+ 7600 kg, sous une charge immobile.

Pour l'acier fondu à ressorts (Krupp), voir le tableau de l'art. 3.

Pour la fonte + 730 kg, dans le sens opposé 0 kg.

Pour un effort de *torsion* (tension de cisaillement),

pour l'acier fondu Krupp, à essieux	{	+ 1600 kg, dans le sens opposé — 1600 kg,
		+ 2770 kg, » » 0 kg,

Wöhler a établi, en outre, que des *entailles à angle vif sur les barres, surtout sur celles d'acier, abaissent très notablement la charge de rupture.*

Les expériences de *Wöhler* ont été continuées par *Spangenberg* (mort en 1881), dont les travaux¹ confirment les résultats obtenus par *Wöhler*. A partir de 1881, *Bauschinger*² (mort en 1893), avait aussi repris les expériences de durée, d'après la méthode de *Wöhler*.

Les valeurs données pour la *résistance à la traction*, au tableau comparatif de la page 38, et déterminées d'après la formule 6, correspondent à la charge de traction en repos à laquelle est due la rupture; les données relatives à la *résistance à la pression* se rapportent à la charge, en repos, qui a épuisé la résistance de l'éprouvette; soit par destruction comme pour la fonte, soit parce que la matière s'est écoulée latéralement (voir page 7). Ces données supposent la matière à son état primitif, c'est-à-dire telle qu'on la livre ordinairement.

S'il s'agit d'un métal doux possédant une limite d'extension (ou d'écrasement), la résistance des pièces de construction, soumises à des efforts de traction aussi bien que de compression, est ordinairement épuisée quand cette limite est atteinte. C'est alors elle qui, dans les deux cas, sert de mesure. C'est d'après cela qu'ont été inscrites, pour K, les annotations contenues dans la colonne. Si les ténacités facilement déterminables ont été inscrites en opposition apparente pour K_t , cela tient à ce que les limites d'allongement ont déjà été données précédemment dans la cinquième colonne, et à ce que les résistances à la traction forment une base pour l'appréciation de la matière et doivent en tous cas être connues quand il n'existe pas de limite d'extension.

Pour juger de la valeur des nombres élevés de résistance, il faut considérer qu'à partir d'une certaine limite la *ténacité de la matière diminue à mesure que la résistance augmente*. La considération de ce fait résulte clairement des prescriptions exposées pages 43 et suivantes au sujet des qualités exigées du fer et de l'acier dans divers cas d'emploi.

Au sujet de la fonte, il convient encore de faire ressortir ce fait que d'après les expériences citées page 40 (note en bas de la page), la *résistance à la flexion* dépend, dans une mesure très notable, de la forme de section (ce qui résulte surtout de la variabilité d' α) et avec la même matière, se montre de 10 à 20 % plus élevée pour des barres débarrassées, de la croûte de fonte que pour des barres non façonnées (voir page 56, 4^e paragraphe). Suivant la forme de section elle s'est montrée, d'après des expériences exécutées sur des barres sans croûte de fonte, égale à 1,45 et 2,35 fois la résistance déterminée par des expériences à la traction, sur des barres provenant de pièces rompues pendant les essais à la flexion. Elle dépasse d'autant plus notablement la ténacité que la matière se serre davantage vers l'axe neutre. *La matière située près de l'axe neutre n'est donc pas si mal utilisée qu'on l'admettait autrefois*, c'est ce que l'auteur a démontré avec plus de détails dans la

¹ Publiés dans la *Zeitschrift für Bauwesen*, années 1874 et 1875.

² Treizième livraison des mémoires publiés par lui.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, pages 196 et 197, page 226, page 1094; 1889, page 144, ainsi que dans *Elasticität und Festigkeit*, 1^{re} édition, pages 86 et 87, pages 96 et suivantes, 2^e édition, pages 96 à 100, pages 110 et suivantes, 3^e édition, pages 192 et suivantes, pages 213 et suivantes.

Des barres provenant de l'intérieur d'un bloc épais de fonte donnent, par suite de leur compacité moindre, une résistance inférieure à celle de barres façonnées dans une matière plus voisine de l'extérieur du bloc. De même des pièces de fonte dont la section présente de grandes dimensions, possèdent ordinairement une résistance inférieure à celle de pièces à petite section.

β. Influence du traitement de la matière.

Au sujet de l'influence exercée sur la résistance par des *efforts excessifs* exercés sur la matière, ainsi que par le *façonnage à froid*, les faits les plus importants ont été signalés pages 57 et 58.

Une influence d'un genre différent est celle du *traitement réitéré du fer, à chaud*, par le martelage et d'autres opérations analogues. Tandis que le travail à froid augmente la résistance et diminue nettement la ténacité; on peut, en travaillant le métal à chaud, à plusieurs reprises, augmenter jusqu'à une certaine limite sa résistance et sa ténacité, ou du moins augmenter la première sans qu'il en résulte de réduction notable de la ténacité. Cette influence s'observe très clairement sur le fer fondu (dans le sens le plus étendu du mot) : une éprouvette de fer fondu, travaillé à froid, donne une résistance de 4000^{kg} et une extension de 5 %. Après forgeage du lingot sous le marteau pilon à vapeur la barre offre une résistance de 5000^{kg} et plus, avec une extension de 15 % et au-dessus.

Brauns a exécuté, au sujet du changement opéré sur la résistance, l'extension et la réduction de section transversale par le travail à chaud, des expériences sur lesquelles un rapport a été publié dans *Stahl und Eisen*, 1883, pages 3 et suivantes.

Pour l'influence de la forme des barres et celle du temps sur la résistance, on peut se reporter à *Elasticität und Festigkeit*, § 9, 10 et 13.

γ. Influence de la température.

Au sujet de l'influence de la température sur les qualités de résistance du fer — le mot pris dans son sens le plus étendu et comprenant aussi l'acier — des expériences extrêmement instructives ont été publiées récemment par *Martens* (ces observations sont dues à *Rauh*)¹.

	Ténacité		Allongement pour 1000 ^{mm}		Réduction de section	
	Etat lors de la livraison	Recuit	Etat lors de la livraison	Recuit	Etat lors de la livraison	Recuit
Degré de dureté I.	4.100 kg	3.840 kg	26,9 %	30,4 %	48,3 %	58,6 %
— II.	4.800	4.370	26,4	28,9	49,0	48,7
— III.	5.280	4.700	28,6	28,6	53,3	61,5

¹ *Mitteilungen aus den K. technischen Versuchsanstalten* (Mémoires des Etablissements royaux d'essais techniques, à Berlin), 1890, 4^e fascicule, pages 159 et suivantes.

Ces expériences ont été exécutées avec du *fer fondu* de trois degrés différents de dureté, le lecteur pourra se faire une idée de ces métaux d'après les résultats ci-dessus d'expériences exécutées à la température ordinaire d'un appartement.

Pour obtenir, dans les conditions étudiées, des résultats moyens sur lesquels on pût compter, on avait soumis un nombre suffisant de barres rondes à des températures de

$$- 20^{\circ} \quad + 20^{\circ} \quad 100^{\circ} \quad 200^{\circ} \quad 300^{\circ} \quad 400^{\circ} \quad 500^{\circ} \quad 600^{\circ} \text{ C.}$$

La fig. 24 est une représentation graphique d'une partie des résultats d'expériences, et s'applique au degré de dureté I, avec les températures comme abscisses ; elle donne :

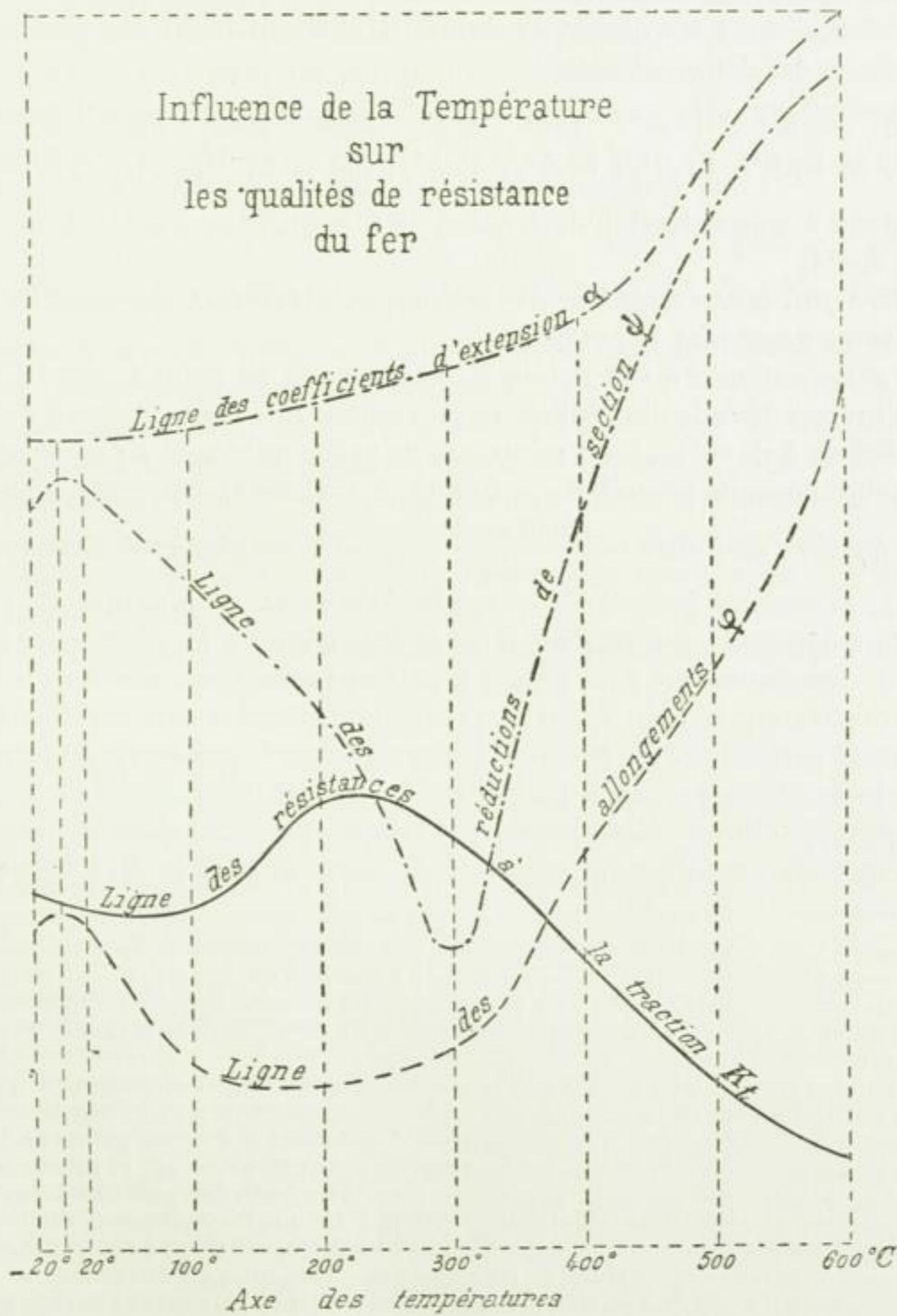


Fig. 24

la ligne des ténacités K_T (formule 6) obtenue, comme à l'ordinaire, au moyen des

quotients des plus grandes forces auxquelles les barres ont été soumises divisées par la section primitive des barres.

la ligne des réductions de section ψ (formule 7),

la ligne des allongements φ (formule 8), pour une longueur primitive de 50^{mm}, et la ligne des coefficients d'allongement α .

Observons d'abord la courbe des réductions de section ψ ; elle montre comment ψ possède, vers +10° C, un maximum de valeur (58,6 %), qui diminue ensuite assez rapidement, atteint sa moindre valeur (23 %) à 300° C et se relève ensuite avec une rapidité extraordinaire jusqu'à $\psi = 90,5$ % à 600° C. La réduction de section, en tant que mesure de la ténacité, atteint donc une valeur minima à 300° C.

Les expériences avec les degrés de dureté II et III donnent des résultats tout à fait analogues. Avec le dernier on obtient

pour	- 20°	+ 20°	100°	200°	300°	400°	500°	600° C.
$\psi =$	57,5 %	61,5 %	55,4 %	36,3 %	8,5 %	44,5 %	74,1 %	89,5 %

ce qui correspond à une réduction de ténacité de $\psi = 61,5$ %, à 20° C, à moins de 1/7 de cette valeur à 300° C.

La matière qui, à une température ordinaire, présentait une ténacité très remarquable, est devenue cassante à 300° C¹.

La ligne des résistances à la traction K_t se comporte, au point de vue de son parcours, à peu près à l'inverse de celle des réductions de section. Elle tombe d'abord de $K_t = 4120$ kg à - 20° C. et 3840 kg à + 20° C., à un minimum de valeur voisin de $K_t = 3800$ kg à environ 50° C., pour s'élever ensuite jusqu'à $K_t = 5150$ kg, à environ 240° C.; elle a pour 300° C. la hauteur $K_t = 4740$ kg c'est-à-dire $100 \frac{4740 - 3840}{3840} = 23$ % de plus qu'à la température ordinaire de 20° C., et descend jusqu'à $K_t = 1070$ kg à 600° C. La plus grande valeur de la résistance à la traction se trouve donc dans le voisinage de la plus petite valeur de la ténacité². Cette coïncidence est déjà depuis longtemps considérée comme un axiome basé sur l'expérience pour une matière rapidement refroidie ou ayant subi un effort excessif.

Cette attitude particulière du fer au voisinage de 300° C s'observe, en apparence, plus nettement sur le fer fondu que sur le fer soudant³; elle est désignée sous le nom de *fragilité au bleu* parce qu'elle est remarquable à la température à laquelle le fer devient bleu. Il convient d'en tenir attentivement compte dans certains travaux de forge, par exemple

¹ Ce phénomène a été indubitablement démontré par les expériences à la température exacte de 300° C, puisque cette température était précisément celle à laquelle on opérait. Si l'on avait expérimenté à d'autres températures voisines de 300° C, on aurait peut-être observé de petites différences. L'auteur a pu conclure, du trajet de la courbe ψ , pour les trois degrés de dureté, que la plus faible valeur de ψ est à peu près située entre 280 et 290°.

² On savait d'ailleurs déjà antérieurement que la résistance à la traction atteint sa plus grande valeur, au voisinage de 300° C, tandis que la ténacité devient beaucoup moindre qu'à la température ordinaire. On peut comparer, à cet égard, le mémoire très instructif également à d'autres points de vue publié par Fr. Krause dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1886, pages 137 et suivantes.

La remarque faite dans cette revue, en opposition avec les expériences connues jusqu'alors, que le phénomène d'augmentation de résistance doit être attribué à ce que l'échauffement diminue l'extensibilité du fer et laisse, en conséquence, plus de grandeur à la section, de sorte qu'en rapportant la charge de rupture à la section effective de rupture on trouverait une réduction de résistance, ne s'accorde pas avec les expériences dont il s'agit. La section par laquelle on divise la plus grande charge appliquée dans l'expérience n'est pas celle de l'étranglement ou celle que l'allongement a réduite, mais la section transversale primitive.

³ Rudeloff a opéré récemment une vérification comparative des qualités de résistance du fer soudant, de l'acier Martin, du métal delta et du bronze au manganèse à diverses températures. Pour les résultats obtenus, voir les pages 73 et suivantes ou la source indiquée à ce même endroit.

dans l'exécution des bords rabattus, en interrompant le martelage dès que la température de la pièce en œuvre s'est approchée suffisamment de ce point critique. Ce phénomène doit en outre conduire à employer exclusivement pour les chaudières à vapeur et, particulièrement, pour celles destinées à produire de la vapeur à haute tension¹, dans tous les endroits où la transmission de chaleur s'opère le plus énergiquement ; c'est-à-dire surtout pour les plaques qui se trouvent dans le feu, des tôles qui, à la température ordinaire, présentent le plus de ténacité possible. Beaucoup de ruptures de tourillons, d'axes et d'arbres en acier qui, en travaillant, sont devenus plus ou moins chauds, c'est-à-dire brûlants, doivent être attribuées au phénomène de la fragilité au bleu.

La ligne des allongements φ , sur la figure 24, a son point le plus bas à environ 160° C., avec $\varphi = 19\%$ (pour le degré de dureté III, ce point est à peu près à 270° C.). Ce minimum ne concorde donc pas avec celui des réductions de section (ce qui a lieu, à peu près, pour le degré de dureté III); mais l'allongement à 300° C., avec $\varphi = 23\%$ est toujours notablement inférieur à celui à 20° C. (37,2%).

Pour la matière du degré de dureté III, aux températures de

	- 20° C.	+ 20° C.	100°	200°	300°	400°	500°	600° C.
φ (sur 50 ^{mm}) atteint	33,8 %	36,7 %	25,5 %	16 %	13 %	39,1 %	57,4 %	80,3 %

et son minimum à environ 270° C. n'est que le tiers de l'allongement à 20° C.

Un autre point particulièrement important est qu'à - 20° C. la réduction de section, et aussi l'allongement, sont un peu moindres qu'à + 20° C., tandis que K_t présente un accroissement (la matière du degré de dureté III montre ce phénomène d'une manière beaucoup plus évidente encore). On expliquerait d'après cela une réduction, très faible d'ailleurs, de la résistance aux chocs, etc., causée par la température de l'hiver ; la pratique de donner la température de la main aux barres à dresser aurait aussi, en conséquence, un certain fondement².

La ligne des coefficients d'allongement, α , suit d'abord une direction à peu près hori-

¹ Une tension de vapeur de 10 kg 14 kg de pression effective correspond à une température de 183° C. 197° C.

Les parois de chaudières fortement chauffées, doivent naturellement avoir une température notablement plus élevée encore. Suivant la quantité de chaleur qui traverse la paroi dans l'unité de temps, suivant l'épaisseur de cette paroi et, tout particulièrement, suivant la rapidité avec laquelle la chaleur passe de la paroi à l'eau, quand son passage est plus ou moins gêné par des incrustations, une couche huileuse, etc., la température de la paroi s'élève, assez fréquemment, bien au-dessus de 300°. La température de ces tôles n'est donc, la plupart du temps, pas très notablement différente de celle reconnue particulièrement dangereuse.

² Des expériences relatives à l'influence de très basses températures (- 56 à - 73° C.), sur les qualités de résistance de l'acier, ont été exécutées par l'ordre du gouvernement français (*Stahl und Eisen* 1891, p. 74). Les résultats concordent avec la remarque ci-dessus. D'après des expériences de H. Gollner et F. Steiner (*Wochenschrift des oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins*, 1891, pages 290 et suivantes), dans lesquelles les températures ont été abaissées jusqu'à - 50° C., le fer fondu, en particulier, s'est montré d'une sensibilité extraordinaire au refroidissement. Des expériences de Mehrrens (*Centralblatt der Bauverwaltung*, 1892, pages 68 et suivantes, et d'autres observateurs, ne confirment pas cette sensibilité. A la conférence internationale pour l'unification des méthodes d'essai, etc., tenue le 11 septembre 1895 à Zurich, les discussions auxquelles a donné lieu la question de l'influence d'une basse température sur la résistance du fer et de l'acier ont montré l'état peu satisfaisant de nos connaissances actuelles à cet égard.

Dans ces derniers temps, on a distingué le travail de Rudeloff, *Untersuchungen über den Einfluss der Kälte auf die Festigkeitseigenschaften von Eisen und Stahl* (*Mittheilungen aus den technischen Versuchsanstalten zu Berlin*, 1895, 5^e livraison, pages 197 et suivantes), qui semble propre à apporter de nouveaux éclaircissements à cette question. Voir aussi l'article résumé de Ledebur : *Der Einfluss der Temperatur auf die Festigkeitseigenschaften des Metalls, insbesondere des Eisens*, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1896, pages 565 et suivantes.

zontale et correspondant à un état permanent de α . Elle s'élève ensuite, lentement d'abord, puis plus vite, et atteint :

α	à 20°	200°	300°	400°	500°	600°
	$\frac{1}{2070000}$	$\frac{1}{1950000}$	$\frac{1}{1880000}$	$\frac{1}{1790000}$	$\frac{1}{1510000}$	$\frac{1}{1340000}$

Bien que le degré d'exactitude des mesures obtenues, surtout aux températures élevées, ne puisse être que très limité, par suite des grandes difficultés contre lesquelles l'observateur doit lutter ; il semble cependant suffire à démontrer clairement le fait principal, en appuyant sur des données certaines la connaissance de la fragilité du fer à la température qui correspond au bleu.

Au sujet des expériences sur le *fer soudant*, on peut se reporter au rapport de *Rudeloff* cité à la page 74.

d. EFFORT ADMISSIBLE

Dans la détermination des dimensions de parties de machines, en raison des forces auxquelles on doit les soumettre, il faut se placer à trois points de vue, en supposant que l'on fasse abstraction des cas dans lesquels des considérations relatives à la construction, au transport, à l'installation, à l'usure, à l'échauffement, etc., paraissent devoir influencer sur les dimensions.

Du premier point de vue résulte la nécessité de ne soumettre la matière, en aucun point du corps considéré, à aucun effort dépassant la limite supérieure jugée admissible, c'est-à-dire l'effort admissible.

Le second point de vue conduit à maintenir la déformation totale d'une partie de machine, soumise à une charge, dans la limite fixée par le but spécial de cette pièce ou par sa liaison avec d'autres parties.

Aussi bien du premier point de vue que du second, il convient d'observer, dans le cas d'efforts changeant rapidement, que ces efforts résultent, dans un grand nombre de parties de machines, de forces qui ne croissent pas graduellement à partir de zéro et ne diminuent pas non plus, peu à peu, pour revenir à zéro, de façon qu'à tout instant un équilibre existe entre les forces ou charges extérieures et les forces élastiques intérieures qui leur résistent. Au contraire, les premières forces apparaissent et disparaissent plus subitement, sans cependant qu'il se produise alors un choc proprement dit (voir les deux derniers paragraphes du titre II art. 1, page 27).

Le troisième point de vue montre la nécessité de donner aux pièces de machines une résistance suffisante pour qu'elles puissent résister à l'action des forces vives éventuelles, c'est-à-dire à l'action des masses en mouvement.

Les valeurs données au tableau comparatif de la page 39 sont les efforts admissibles

¹ L'allongement ou la tension doivent-ils servir de mesure à l'effort admissible ? cela est une question traitée dans *Elasticität und Festigkeit*, § 48.

Pour juger la question du degré d'exactitude que paraît présenter l'adoption, comme charge admissible, d'une fraction de la tension qui correspond à la limite d'élasticité, on doit observer que, par exemple, la fonte n'a, somme toute, pas de limite d'élasticité, soit que l'on comprenne, sous cette désignation, la tension jusqu'où la proportionnalité existe, entre les allongements et les tensions, ou que l'on considère comme étant cette limite la tension à laquelle les déformations persistantes cessent de se produire (Voir le travail de l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1888, p. 194 et 195). Il convient en outre de signaler la variabilité que présentent les limites de proportionnalité et d'élasticité, si tant est qu'elles existent (Voir pages 3, 4, 6 et 56 à 58).

exclusivement considérés en se plaçant au premier point de vue. Pour les déterminer, on s'est basé :

1. sur ce que les expériences de *Wöhler* donnent, pour les trois modes de charge les résistances approximatives 3 : 2 : 1, du moins pour le fer forgé (p. 163),
2. sur ce que les efforts admissibles, observés depuis longtemps par les constructeurs de machines conduisent, pour une forte part, à admettre une proportion analogue; tant qu'ils ne sont pas modifiés plus ou moins par des causes spéciales, échappant à la théorie de l'élasticité et de la résistance (voir la préface de la 1^{re} édition),
3. sur la considération que la déformation totale d'une partie de machine, par un effort admissible indépendant de la forme et des dimensions du corps, ne peut généralement pas être comprise dans une certaine limite déterminée,
4. sur la considération que cet effort admissible n'est pas destiné à tenir compte de l'action des forces vives (masses en mouvement) importantes.

D'après cela les nombres suivants signifient par exemple, pour le fer soudant :

- 900, qu'une barre soumise à une charge en repos (tiges, crochets, auxquels sont suspendus des poids en repos, poutres d'un magasin, etc.), comporte une tension de 900^{kg},
- 600, qu'une barre soumise un nombre de fois quelconque à la flexion, dans *un seul sens* (leviers de pompes foulantes, dents d'engrenages, tiges de pompes élévatoires, etc.), comporte une tension de 600^{kg},
- 300, qu'une barre courbée un nombre de fois quelconque et au même angle, *dans des sens opposés* (tourillons d'axes tournants soumis à l'action de la pesanteur, etc.), comporte une tension de 300^{kg},

en supposant que des causes quelconques n'obligent pas à s'écarter de ces valeurs (Voir le dernier alinéa du premier paragraphe, dans la préface de la première édition). D'après la remarque 1, pages 39 et 40, ces nombres peuvent être élevées à 1200, 800 et 400 pour un métal de qualité supérieure (fer fin à grain).

Pour des efforts intermédiaires, les valeurs intermédiaires dont il y a lieu de tenir compte, les limites de tension et autres influences diverses doivent être fixées par estimation¹.

¹ L'auteur qui, en 1878, lors de son passage de l'industrie au professorat, a été amené à classer autant que possible, d'une manière systématique, les charges admises dans l'art de l'ingénieur mécanicien est, aujourd'hui encore, d'avis que l'établissement et l'emploi de formules donnant l'effort admissible pour la matière comme une fonction des tensions limites paraît être, pour le calcul des parties des machines, comme ce mieux qui est l'ennemi du bien. C'est précisément pour ce motif qu'il se croit obligé de renouveler ici la remarque suivante, déjà faite à un autre endroit.

L'établissement de formules destinées à déterminer les efforts admissibles pour la matière, d'après les tensions limites, comme par exemple celle due à *von Tetmajer*

$$\tau = \alpha + \beta \left(\frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} \right) + \gamma \left(\frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} \right)^2,$$

dans laquelle

τ signifie l'effort admissible,

τ_{max} et τ_{min} la plus grande et la plus petite des tensions qui agissent sur la partie de construction considérée,

et

- pour le fer soudant en barres. $\alpha = 600, \beta = 350, \gamma = 80,$
- » le fer fondu, malléable, en barre $\alpha = 700, \beta = 430, \gamma = 100,$
- » l'acier fondu, en barres, avec une résistance d'environ 6000 kg. $\alpha = 830, \beta = 640, \gamma = 250.$

est devenu, depuis le commencement de 1870, dans la science de l'ingénieur, un champ de travail préféré que beaucoup de chercheurs se sont plu à parcourir, après *Gerber* qui, il y a déjà près de trente ans, avait donné l'exemple une première fois, en 1872, puis une seconde en 1874, à l'occasion des calculs du pont de chemin de fer de Mayence. On peut nommer *Lauenhardt* (1873), *Müller* (1873), *Schäffer* (1874), *Weyrauch*

63

Les nombres donnés sont en partie des valeurs connues ; mais en partie aussi le résultat d'appréciations personnelles basées sur des expériences propres à l'auteur et tendant, comme on le sait, plutôt à abaisser les efforts admissibles qu'à les élever. L'auteur est partisan de dimensions largement mesurées lorsque les circonstances le permettent.

Les valeurs comparativement basses, qui semblent admissibles pour le fer soudant travaillant à la torsion, ont leur raison d'être dans ce fait que toute tension de cisaillement produite *dans la section* est accompagné d'une tension de cisaillement *axiale* de même grandeur et qui lui est perpendiculaire. Cette tension trouve, surtout dans le fer soudant, dont les fibres ont une direction marquée, une aptitude à la résistance inférieure à celle qui agit dans la section. Ces tensions de cisaillement dirigées suivant l'axe sont aussi la cause de la torsion persistante et prématurée qui se produit assez souvent sur des corps travaillant à la torsion (Voir les figures 50 à 58, voir aussi *Elasticität und Festigkeit*, fin des § 32 et 30).

La nécessité qui se découvre du second point de vue indiqué ci-dessus, au sujet de la *déformation totale*, est d'une importance extrême mais dont on ne se préoccupe pas encore assez.

C'est ainsi, par exemple, que la charge admissible pour une courroie de transmission, si l'on tient compte de la conservation de l'élasticité et de l'allongement total de cette courroie, devient inférieure à celle d'une courroie servant à hisser le plateau d'un monte-charge d'usine. Bien que la première puisse être soumise exactement à la même charge que la

(1875), Winkler (1877), Ritter (1877), Seefehlner (1878), Kherndl (1879), Lippold (1879), Clericetti (1881), Landsberg (1885), von Tetmajer (1886), Séjourné (1886), Häselser (1886).

Pour donner une idée des nombres donnés par les diverses formules comme efforts admissibles pour le fer forgé, nous extrayons du travail de Weyrauch, paru en 1889 : *Die Festigkeitseigenschaften und Methoden der Dimensionenberechnung von Eisen- und Stahlkonstruktionen* (Les qualités de résistance et les méthodes de calcul des dimensions appliquées aux constructions en fer et en acier), pages 217 et suivantes, les valeurs ci-après, en renvoyant pour les détails au livre cité ci-dessus, qui traite le sujet d'une manière très complète.

Valeurs de l'effort admissible.

Nom de l'auteur de la formule	Charges en repos $\tau_{min} = \tau_{max}$ (Mode de charge a)	Variation de la tension entre	
		τ_{max} et 0 $\tau_{min} = 0$ (Mode de charge b)	τ_{max} et $-\tau_{max}$ $\tau_{min} = -\tau_{max}$ (Mode de charge c)
Gerber.....	1600	584 à 703	315 à 351
Schäffer.....	1600	646 à 704	351 à 354
Lauenhardt-Weyrauch...	880 à 1050	640 à 700	350 à 400
Winkler.....	1400	592 à 678	376 à 448
Seefehlner.....	1500	600	214
Ritter.....	1200	600	351
Kherndl.....	766	507 à 567	368 à 443
Lippold.....	1300	650	433
Clericetti.....	1250	433 à 650	260 à 325
Séjourné.....	1000	600	428
Landsberg.....	1050	700 à 908	448 à 525
Häselser.....	842	672 à 735	336 à 373
von Tetmajer.....	1030	600	330

Un coup d'œil sur le tableau qui précède, et particulièrement sur la colonne *a*, relative cependant au cas le plus simple et dans lequel l'action de la charge est plus certaine, n'est pas sans intérêt, même si l'on fait abstraction de ce que les formules données sont calculées, avant tout, pour des constructions simples et exigeant beaucoup de métal.

seconde, son élasticité diminue très notablement et sa longueur augmente tellement qu'il faut souvent retendre cette courroie, ce qui oblige à la remplacer bientôt. C'est donc, outre la nécessité d'entretenir l'élasticité de la courroie, le changement subi par la longueur, dans son ensemble, qui oblige à réduire l'effort admissible¹. La conservation de l'élasticité, le changement de longueur de la courroie de monte-charge ont assez peu d'importance, pourvu que l'appareil offre une sécurité suffisante lors du soulèvement de la charge totale suspendue.

Il en est absolument de même pour un câble de transmission, en chanvre, et un câble en chanvre servant à élever des fardeaux.

C'est ainsi qu'il convient de déterminer les épaisseurs d'une traverse de coulisse de manivelle, de la partie portante non soutenue d'un bâti en bayonnette, pour machine à vapeur, etc., de manière que la flexion transversale ne dépasse pas une certaine mesure, considérée tout au plus comme admissible ; c'est ainsi que le diamètre d'un arbre, pour un écartement donné de paliers, peut dépendre de l'angle que la ligne élastique, dans le palier, forme avec l'axe primitivement droit de la barre de métal ; c'est ainsi, également, que dans les machines-outils beaucoup de dimensions doivent être déterminées de façon à empêcher plus tard, pendant le service de ces machines, toute déformation susceptible de nuire à l'exactitude et à la perfection que doivent acquérir les pièces travaillées, etc.

Enfin, en ce qui concerne le troisième point de vue, mentionné au début de cette partie de chapitre et relatif à *la résistance à l'action des forces vives* ; il convient d'exécuter, s'il est nécessaire, un calcul spécial ou, le cas échéant, de tenir compte par estimation des conditions particulières du travail des pièces, en réduisant, dans la mesure que l'on juge convenable, les valeurs généralement admises pour les efforts admissibles. Ce procédé doit, en tout cas, s'employer avec avantage lorsque les actions subites des forces extérieures, les chocs, empêchent de déterminer les dimensions des pièces au moyen d'un calcul exact.

II. Autres matières

Pour les matières qui ne sont pas nommées ci-après, les renseignements nécessaires se trouveront lorsqu'il sera fait mention des dites matières à propos de leur usage.

I. Cuivre.

On exige ordinairement du cuivre servant, dans la construction des locomotives, pour les boîtes à feu et les entretoises :

$$K_t \geq 2200 \text{ kg. } \varphi \geq 35 \%, \psi \geq 45 \%$$

ou, pour le cuivre de boîte à feu

$$K_t \geq 2000 \text{ kg. } \varphi \geq 38 \%, \psi \geq 50 \%$$

et pour le cuivre rond d'entretoises

$$K_t \geq 2200 \text{ kg. } \varphi \geq 38 \%, \psi \geq 45 \%$$

¹ On s'explique la pratique de l'application immédiate de tensions élevées, quand les déformations sont considérées, non seulement comme inoffensives mais comme avantageuses, ce qui a lieu, par exemple pour les ressorts.

T 11

Le cuivre rond des entretoises doit en outre, après avoir été fileté, pouvoir se recourber sur une longueur de 180^{mm}, sans montrer de gerçures, jusqu'à ce que ses extrémités se rencontrent.

Le cuivre rouge en feuille, qui à son état primitif (recuit), possède à la température ordinaire une résistance à la traction de 2200 à 2300^{kg}, présente, après avoir subi un martelage énergique et prolongé, une élévation de K_t allant jusqu'à environ 20 %, suivant le degré auquel a été poussé ce traitement mécanique et suivant la nature de la matière, pendant que φ se réduit jusqu'au 1/5 de sa valeur primitive. La limite d'allongement, en tant qu'on puisse parler d'une telle limite à propos du cuivre, se rapproche à partir, de 500 à 600^{kg}, de la résistance à la traction.

Il se produit, au bout de très peu de temps, des allongements persistants sur la matière qui n'a pas encore été soumise à un effort excessif (au moyen du martelage), de façon que la limite d'élasticité est assez voisine de zéro (Voir page 6, ainsi que *Elasticität und Festigkeit*, § 4). L'action répétée d'un effort excessif élève la limite d'élasticité du cuivre recuit à environ 600 ou 800^{kg}, et un martelage énergique à environ 1000^{kg}. Le cuivre rouge ne présente généralement pas de proportionnalité entre les allongements et les tensions, et sa limite de proportionnalité est, en conséquence, nulle ou voisine de zéro. Elle se trouve à peu près voisine de 600^{kg}, pour le cuivre martelé ou soumis, de quelque autre manière, à un effort très exagéré ; suivant les circonstances, elle se trouve plus ou moins inférieure à cette tension. Le coefficient d'extension résultant est alors égal à $\frac{1}{1200000}$ ou $\frac{1}{1100000}$, pour du cuivre recuit ce coefficient varie, comme l'indique la remarque, à partir de très faibles tensions, et augmente avec la tension, *Martens* a trouvé que, même pour le cuivre rouge soumis à une forte traction, il n'y a pas de proportionnalité entre les allongements et les tensions ; il a trouvé aussi que, même pour ce métal, il se produit un allongement permanent qui commence, très vraisemblablement, à des tensions fort basses¹.

Des expériences exécutées à la traction par l'auteur, sur du cuivre recuit, ont donné par exemple, pour la même barre

$$\varepsilon = \frac{1}{2195000} \tau^{1,098}, \text{ premier essai, pour des charges allant jusqu'à } 762^{\text{kg}}/\text{cmq},$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1865000} \tau^{1,074}, \text{ second essai, jusqu'à une charge aussi élevée, pour une seconde}$$

barre, qui avait déjà été chargée préalablement,

$$\varepsilon = \frac{1}{2084000} \tau^{1,093}.$$

(Voir *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, pages 45 à 49).

Au point de vue de l'emploi du cuivre, la réduction de résistance qu'une élévation de température fait subir à ce métal paraît avoir de l'importance. D'après les expériences du *Franklin Institute*, exécutées en Amérique de 1832 à 1837, cette réduction de résistance a atteint, pour le cuivre rouge en feuille²

¹ *Mitteilungen aus den K. technischen Versuchsanstalten zu Berlin*, 1894, pages 37 à 136, particulièrement page 61. L'avis, cité à la page 39 de la même publication, de la Société wurtembergeoise de révision des chaudières à vapeur, émane de l'auteur, ceci est rappelé dans le but de pouvoir observer que d'après cet avis la limite d'élasticité n'est pas identique à celle de la proportionnalité (Voir pages 4 et 6).

² *Engineering*, 1888, 2^e semestre, page 125. Le tableau comparatif est reproduit dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, page 121, avec une erreur de 32° Fahrenheit.

pour

TA

à 50° 100° 150° 200° 250° 285° 367° 451° 556° C.
 1,75 % 5,4 % 9,3 % 15,1 % 20,5 % 24,5 % 34,3 % 49,4 % 67,4 %.

De nouvelles expériences exécutées par différents observateurs confirment cette diminution de résistance ; on peut citer particulièrement celles de *Parker*, qui a trouvé :

Température d'essai	Ténacité du cuivre		
	laminé	étiré	électrolytique
15°5 C	2250 ^{kg}	3150 ^{kg}	3780 ^{kg}
199° »	1690 »	2240 »	2430 »
199° »	1670 »	2470 »	2320 »
199° »	—	—	2390 »

ce qui correspond à une diminution moyenne de résistance de

25, 25 et 37 %¹.

Unwin, à Londres, a exécuté relativement à l'influence de la température non seulement sur la résistance du cuivre, mais aussi sur celle de ses alliages, des expériences qui ont donné les résultats suivants².

Température en degrés centigrades	Ténacité en kg/cm ²						
	Laminés			Coulés en sable			
	Cuivre	Laiton	Métal delta	Laiton	Métal delta	Bronze phosphoreux	Cuivre rouge
Atmosphérique*	2800	3900	4860	1950	3750	2500	1820
98	2700	—	—	—	—	—	—
123	—	3500	—	—	—	—	—
127	—	—	4430	—	—	2200	—
132	—	—	—	—	—	—	—
149	2590	—	—	—	—	—	—
155	—	—	—	—	3650	—	—
175	—	—	—	1850	—	1920	1920
193	—	—	—	—	—	—	—
205	—	3300	4120	—	—	—	1720
208	—	—	—	—	—	—	—
210	2480	—	—	—	3480	—	—
222	—	—	—	—	—	1930	—
226	—	—	—	—	—	—	1920
232	—	—	—	1620	—	—	—
260	2000	2850	3720	1210	—	1730	1230
263	—	—	—	—	3100	—	—
287	—	—	—	1210	—	—	—
297	—	—	3020	—	—	—	—
310	—	—	—	—	2500	—	—
315	2240	2490	—	—	—	1270	820
323	—	—	—	—	—	—	750
335	—	—	—	—	2000	—	—
338	2150	2280	—	—	—	—	—
340	—	—	—	510	—	—	—
343	—	—	2500	—	—	—	—

Des rapports ont été publiés récemment par *Martens* et par *Rudeloff* sur des expériences

¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, pages 179 et suivantes, d'après *Engineering*, 1888, n° semestre, page 126.

² *Schweizerische Bauzeitung*, tome XV, page 6.

relatives au sujet qui nous occupe¹. Parmi les résultats obtenus par le dernier de ces observateurs, on peut distinguer les suivants :

Au sujet de la température à laquelle on doit porter du cuivre fortement étiré, quand il ne doit pas se produire, dans ce métal, de modification graduelle des qualités de résistance (rapprochant les propriétés du cuivre soumis à un fort étirage de celles du cuivre mou), *Martens* a publié que les modifications dans le cuivre fortement étiré commencent à se produire au bout de deux minutes de chauffage à 250° C., et que le recuit proprement dit se produit complètement au moyen d'un chauffage réitéré ou prolongé à 350° C. On conclut de là que la température en question doit être certainement peu supérieure à 200° C.

On a exécuté, sur du cuivre rond livré par les chantiers impériaux de Wilhelmshaven (15 éprouvettes) des expériences à cinq températures différentes, qui ont donné les valeurs moyennes exposées ci-après (*Mittheilungen aus den K. technischen Versuchsanstalten*, 1894, page 116).

Température.	17°	100°	200°	300°	400° C.
Limite de proportionnalité . . .	[340]	420	720	—	—
Limite d'allongement.	2690	[2550]	2170	1500	810 »
Résistance à la traction	2910	2760	2430	2080	1430 »
Coefficient d'allongement . . .	$\left[\frac{1}{1200000} \right]$	$\frac{1}{1343000}$	$\frac{1}{1104000}$	—	—
Allongement (sur 30 ^{mm}) φ . . .	17,9	11,8	10,9	13,5	8,5 %
Réduction de section ψ	54,6	56,4	52,4	43,4	9,8

Les valeurs placées entre [] ne sont pas tout à fait certaines. Cette remarque s'applique aussi au tableau comparatif de la page 75.

Il convient de remarquer, à ce propos, que la détermination de la limite de proportionnalité est extrêmement incertaine (*Mittheilungen aus den K. technischen Versuchsanstalten*, 1893, page 318). L'auteur doit passer sur la nullité possible de cette limite aux températures inférieures comme aux températures de 300 à 400°. Le fait que d'après les résultats d'expériences à la température ordinaire, le cuivre essayé, quand sa composition était normale, était une matière soumise à un travail énergique, expliquerait d'ailleurs l'existence d'une limite de proportionnalité).

En même temps que le cuivre on a essayé : du fer soudant, de l'acier Martin, du métal delta fondu et laminé, du bronze au manganèse (à quatre pour cent laminé et à quinze pour cent fondu). Pour les particularités des résultats de ces expériences il est nécessaire de se reporter au rapport de *Rudeloff*, dont je ne citerai que ce qui suit :

A la température de la pièce où l'on opérait (12 à 19° C.), on a trouvé

	Fer soudant	Acier Martin	Cuivre	Métal delta laminé	Métal delta fondu	Bronze au manganèse	
						4 %	15 %
Limite de proportionnalité . . .	1790	2570	340	890	470	260	770 ^{kg}
Limite d'allongement	2030	2730	2690	1480	970	1360	1400 »
Résistance à la traction	3530	4480	2910	4270	3290	2910	3570 »
Coefficient d'allongement	1	1	1	1	1	1	1
	2075000	2060000	1200000	882500	978000	1190000	940000
Allongement (sur 30 ^{mm}) φ . . .	35,3	34,4	17,9	41,5	26,9	40,7	34,3 %
Réduction de section ψ	55,0	59,6	54,6	37,5	24,8	67,7	43,7 »

¹ *Mittheilungen aus den K. technischen Versuchsanstalten zu Berlin*, 1893 (pages 292 et suivantes, *Rudeloff*), 1894 (pages 37 et suivantes, *Martens*). Dans le rapport de *Martens* se trouve aussi, aux pages 119 et

Nombres proportionnels à l'influence de la chaleur,
rapportés aux valeurs correspondant à une température de la pièce = 100.

Propriétés	Température	Fer soudant	Acier Martin	Cuivre	Métal delta		Bronze au manganèse	
					Laminé	Fondu	4 %	15 %
Limite de proportionnalité	100	108	92	[124]	[138]	[136]	130	116
	200	55	76	[212]	[85]	[162]	340	108
	300	29	[50]	—	—	[90]	196	152
	400	25	26	—	—	—	[158]	42
Limite d'allongement	100	100	99	[95]	112	[97]	87	[100]
	200	67	88	81	110	[119]	85	[95]
	300	64	[60]	56	75	[80]	88	[102]
	400	59	48	30	9	[17]	70	[89]
Résistance à la traction	100	110	108	92	92	100	92	92
	200	134	125	81	72	82	89	94
	300	138	[118]	70	[50]	62	89	93
	400	91	92	48	16	20	71	77
Allongement φ sur 30 ^{mm}	100	54	56	66	110	126	94	79
	200	57	56	61	166	134	93	100
	300	94	[98]	75	158	270	[91]	91
	400	140	92	47	196	146	39	98
Réduction de section ψ	100	87	86	103	100	97	103	[80]
	200	83	69	96	148	118	97	[98]
	300	90	[93]	78	151	176	83	[79]
	400	109	52	18	148	100	30	[75]

Dans le choix de la charge admissible pour le cuivre, il est très important de tenir compte de l'usage auquel est destiné ce métal. En général et pour une température ordinaire, les valeurs suivantes semblent admissibles avec le cuivre laminé.

$K_t = 600$ mode *a* d'application de la charge (Voir page 38), $k_t = 300$ mode *b* d'application de la charge (Voir pages 38 et 39). Pour les réservoirs d'air des grandes pompes à incendie (cuivre en feuille fortement martelé) on atteint avec k_t , 800 et plus. Pour les centrifuges on évite ordinairement de dépasser, 500kg. Au sujet de l'effort admissible pour les tubes en cuivre, on pourra voir au chapitre septième, les remarques relatives à ces tuyaux.

L'usine à cuivre et à laiton de *C. Heckmann*, à *Duisbourg-Hochfeld* recommande des sortes de cuivre douées d'une grande résistance et, par suite, propres à supporter une forte charge. Sous ce dernier rapport, c'est naturellement l'expérience qui doit décider en dernier ressort.

Cuivre écroui pour boîtes à feu.

$$K_t \geq 2300 \text{kg}, \varphi \text{ (sur } 200 \text{mm)} \geq 38 \%, \psi \geq 45 \%$$

suivantes, une comparaison des résultats d'expériences exécutées en Angleterre, à diverses températures, sur du cuivre très pur et sur du cuivre contenant, en proportions variées, de l'arsenic et d'autres corps.

Voir aussi un mémoire de *Rudeloff* dans *Stahl und Eisen*, 1895, pages 623 et suivantes.

Cuivre spécial pour boîtes à feu et cuivre spécial pour entretoises¹.

$$K_t \geq 2700 \text{ kg}, \varphi \geq 35 \%, \psi \geq 60 \%$$

Ces valeurs s'appliquent à des matières recuites après le façonnage.

Cuivre spécial en feuilles,

recommandé pour centrifuges, travaux difficiles d'emboutissage, etc.

1° pour des feuilles recuites après leur façonnage, et dont l'épaisseur ne dépasse pas 5mm.

$$K_t \geq 2700 \text{ kg}, \varphi \geq 35 \%, \psi \geq 60 \%$$

2° pour les feuilles écrouies par le laminage, à l'état où elles sont livrées, (l'épaisseur ne dépasse pas 5mm).

$$K_t \geq 3200 \text{ kg}, \varphi \geq 12 \%, \psi \geq 50 \%$$

Bronze.

Laiton, bronze, bronze de canons, bronze phosphoreux, métal delta, bronze d'aluminium.

	Coefficient d'allongement	Limite de proportionnalité	Résistance à la traction K_t
Laiton.	— ²	— ²	1500
Bronze	$\frac{1}{900000}$ ²	300 ²	2000
Bronze de canons	$\frac{1}{1100000}$ ²	300 ²	3000
» » compact	$\frac{1}{1100000}$ ²	900 ²	3200

¹ Récemment (envoi accompagnant une lettre du 22 juin 1896), la maison susnommée recommandait un cuivre rond spécial, pour entretoises, avec garantie de

$$K_t = 4000 \text{ kg}, \varphi = 14 \%, \psi = 60 \%$$

applicable au métal dans l'état où il est livré et doit être employé. La maison insiste en outre sur ce que ce métal, malgré sa faible extensibilité, se distingue par sa ténacité particulière et sa résistance aux chocs et aux secousses.

² L'auteur a trouvé entre autres résultats :

a. Pour du laiton coulé, dans une première série d'expériences,

$$\varepsilon = \frac{1}{947000} \tau, 1,085$$

dans une seconde série d'expériences, proportionnalité approchée entre les allongements et les tensions avec

$$\alpha = \frac{1}{802000}, \text{ limite de proportionnalité vers } 650 \text{ kg/cmq.}$$

$$K_t = 1671 \text{ kg/cmq.}, \psi = 17,4 \%, \varphi = 13 \%$$

b. Pour du bronze coulé,

dans une première série d'essais $\varepsilon = \frac{1}{733800} \tau, 1,028$

» seconde » proportionnalité approchée entre ε et τ avec $\alpha = \frac{1}{900000}$ et limite de propor-

$$K_t = 1974 \text{ kg/cmq.}, \psi = 10,5 \%, \varphi = 6 \%$$

T =

T =

	Coefficient d'allongement α	Limite de proportionnalité	Résistance à la traction K_t
Bronze phosphoreux.	—	—	4000
Métal delta (alliage de cuivre et de zinc avec un peu de fer ¹), fortement écroui.	—	1800 ²	3600 ²
Bronze d'Oerlikon n° A fortement écroui (15 à 25 % d'allongement)	—	2800 ²	4400 à 5600 ²

Bronze d'aluminium de Neuhausen ³			Laiton d'aluminium de Neuhausen ³		
Proportion d'aluminium	Résistance à la traction kg/cmq	Allongement	Proportion d'aluminium	Résistance à la traction kg/cmq	Allongement
11,5 %	8000	0,5 %	4 %	6900	6,5 %
11 »	6800	1 »	3 »	6000	7,5 »
10 »	6400	11 »	2,5 »	5200	20 »
9,5 »	6200	19 »	2 »	4800	30 »
9 »	5750	32 »	1,5 »	4500	39 »
8,5 »	5000	52,5 »	1 »	4000	50 »
5,5 »	4400	64 »	—	—	—

Au sujet de la composition du bronze, qui est très variable et peut avoir plus ou moins d'influence sur ses qualités d'élasticité et de résistance, *Ledebur* a publié un ouvrage intitulé : Les alliages dans leur application aux usages industriels, 1890⁴.

Pour un autre bronze, préalablement soumis à une charge, on a trouvé à peu près la proportionnalité entre ϵ et τ avec $\alpha = \frac{1}{900000}$ et la limite de proportionnalité vers 950 kg/cmq, $K_t = 2694$ kg/cmq, $\psi = 23,2\%$, $\varphi = 20,5\%$.

Il s'est produit, au début de l'application de la première charge, des déformations persistantes qui ont atteint, par suite de l'accroissement de la tension, des valeurs très importantes.

¹ D'après des communications de la *Société allemande du métal delta, Alex. Dick et Co à Dusseldorf*, la ténacité du métal delta, brut de fonte, atteint en nombres ronds 3400 à 3700 kg; quant aux qualités de résistance du métal laminé, la Société renvoie au tableau suivant établi d'après des expériences exécutées par l'établissement royal d'essais mécaniques et techniques de Berlin.

Essais à la traction.

5 barres rondes de 20 mm. de diamètre.

	1	à	1	en moyenne	1
Coefficient d'allongement	1036000	à	957600		997700
Limite de proportionnalité	1870	»	2500 kg,	»	2220 kg,
Limite d'allongement	3280	»	3740 »	»	3530 »
Résistance à la traction	5040	»	6160 »	»	5880 »
Allongement (sur 200 mm.)	11,8	»	12,9 %	»	12,3 %
Réduction de section	16,1	»	16,7 »	»	17,4 »

Essais à la torsion.

2 barres rondes ayant un diamètre un peu inférieur à 10 mm.

Tension de cisaillement à la limite de proportionnalité.	990 à 1080 kg	en moyenne	1030 kg.
Résistance à la torsion	3690 » 4240 »	»	4070 »

Il est intéressant de constater que le métal delta a été, d'après des notices insérées dans la *Schweizerische Gewerbeblatt*, 1889, n° 23, pages 179, employé pour les roues dentées des chemins de fer à crémaillère de *Vitznau-Righi* et du *Mont Pilate*, et a donné des résultats satisfaisants. L'essai à la flexion, rapporté par la même publication et exécuté sur les dents d'une roue, aboutit à une résistance à la flexion supérieure à 5000 kg (Voir aussi *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, page 1123).

² D'après von Tetmajer, *Die angewandte Elasticitäts- und Festigkeitslehre*, Zurich, 1889, page 83.

³ D'après Von Tetmajer, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, page 959.

⁴ *Die Legirungen in ihrer Anwendung für gewerbliche Zwecke*, 1890.

T 19,7
T 970

La remarque insérée sous le titre *cuivre* donne des renseignements au sujet de la diminution de résistance qui accompagne l'augmentation de la température.

3. Plomb.

Des expériences de l'auteur¹, ont donné pour un essai à la pression, à une température atmosphérique ordinaire, d'environ 20°C., les résultats suivants :

Forme et dimensions des solides	Charge en kg/cm ² à laquelle la matière	
	Ne cède pas encore	Cède, c'est-à-dire s'écoule latéralement
PLOMB FONDU		
Cylindre, 35 ^{mm} diam., 70 ^{mm} hauteur....	46	51
— 35 — 35 —	59	69
— 35 — 40 —	105	126
— 460 — 15 —	100	150
Cube de 80 ^{mm} de côté.....	50	72
PLOMB DURCI		
Cube de 80 ^{mm} de côté.....	250	300

4. Cuir.

Les données qui suivent résultent des nombreuses expériences exécutées par l'auteur, particulièrement au point de vue de l'élasticité du cuir employé pour les courroies de transmission².

Une *courroie neuve*, ayant en moyenne 9,92 centimètres de largeur et 0,62 centimètre d'épaisseur, fabriquée depuis près de 6 ans, ayant, comme à l'ordinaire, subi une extension, sans cependant avoir été mise en service, et d'ailleurs en excellent état, fut alternativement soumise à des charges de 25 kg et 125 kg, correspondant aux tensions :

$$\tau_1 = \frac{25}{9,92 \cdot 0,62} = \frac{25}{6,15} = 4,06 \text{ kg} \text{ et } \tau_2 = \frac{125}{6,15} = 20,32 \text{ kg.}$$

La longueur, mesurée après application de la première charge de 25 kg, se trouva être de 808,4 mm.

Après avoir élevé la charge à 125 kg, à plusieurs reprises, et l'avoir ramenée chaque fois à 25 kg, on trouva les valeurs ci-après indiquées :

¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1885, pages 629 et suivantes, ainsi que *Elasticität und Festigkeit*, § 13, art. 1.

² La *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, pages 740 et suivantes, contient le compte rendu d'une partie de ces expériences, sous le titre : *Résistance et allongement du cuir à courroies de transmission* (moitié d'une peau de bœuf partagée en 58 bandes d'essai de 60 mm. de largeur et 300 mm. de longueur) ; 1887, pages 221 et suivantes, pages 241 et suivantes : *Elasticität von Treibriemen und Treibseilen* ; pages 891 et suivantes : *Elasticität imprägnirter Baumwolltuch-Treibriemen*.

Charge en kg	Longueur en mm	Changement de longueur en mm. pour les changements de charge			Déformation persistante	Déformation élastique	Accroissement persistant de la longueur en millimètres
		Changement total		en diminuant la charge			
		en augmentant la charge					
25	808,4 28,0					
125	836,4	14,5	13,5	14,5	13,5	
25	821,9 15,0					
125	836,9	14,0	1,0	14,0	14,5	
25	822,9 14,7					
125	837,6	14,3	0,4	14,3	14,9	
25	823,3 14,6					
125	837,9	14,0	0,6	14,0	15,5	
25	823,9 14,1					
125	838,0	14,1	0,0	14,1	15,5	
25	823,9 14,1					
125	838,0	14,1	0,0	14,1	15,5	
25	823,9					

Comme on peut le voir, la courroie s'étend, au premier accroissement de la charge, de 28,0 mm, dont 13,5 restent, après la suppression de la charge, à l'état d'allongement persistant (allongement restant), les 14,5 mm complémentaires constituent l'allongement élastique. Le cuir a donc, même après avoir été préalablement soumis à une extension prolongée, une tendance à subir un allongement persistant. Le second accroissement de la charge donne seulement une augmentation de longueur de 15,0 mm, dont 1 mm d'allongement persistant et 14 mm d'allongement élastique. Finalement, la longueur de la courroie se rapproche aux deux limites de charge, d'une grandeur déterminée (823,9 mm à 838,0 mm) ; il en est de même du changement de longueur qui, lorsque l'allongement persistant devient nul, passe à l'état d'allongement élastique dont la grandeur est 14,1 mm, tandis que l'allongement persistant atteint la grandeur totale de 15,5 mm. Les petites irrégularités que l'on peut observer sur les changements de longueur proviennent principalement de petites irrégularités dans l'application ou le retrait de la charge, et sont difficiles à éviter complètement, étant donnée la sensibilité de la matière à la grandeur et à la durée de la charge. (Voir *Elasticität und Festigkeit*, § 5, article 4).

Si l'on déduit le coefficient α de l'augmentation de longueur produite par le premier accroissement de charge ; on trouve, avec la différence de tension $20,32 - 4,06 = 16,26$ kg.

$$\alpha = \frac{28,0}{808,4} \frac{1}{16,26} = \frac{1}{469}$$

¹ Quand le cuir n'a pas été soumis à une extension préalable, on obtient dans le calcul de α d'après la somme des allongements (persistant et élastique), des valeurs bien plus grandes encore. L'auteur en a trouvé de 0,01 et plus (Voir aussi la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 742).

tandis que le coefficient d'allongement qui correspond à l'allongement élastique final, c'est-à-dire à l'élasticité proprement dite, atteint seulement :

$$\alpha = \frac{14,1}{823,9} \frac{1}{16,26} = \frac{1}{950}$$

On n'observe guère sur les courroies de transmission que les effets d'élasticité résultant de changements consécutifs de tension ; il est donc nécessaire, pour apprécier une matière destinée à des courroies de transmission, de connaître d'abord le coefficient d'extension pour des tensions variables, ainsi qu'il a été déterminé ci-dessus.

Comme les allongements et raccourcissements de la matière dont il est question ici sont très sujets à subir l'influence du temps pendant lequel agit la plus grande ou la plus petite charge limite (voir pages 6 et 7), le coefficient d'extension α dépend naturellement du temps, et un élément relatif au temps doit, à la rigueur, entrer dans sa valeur. Pendant les expériences de l'auteur, la charge a ordinairement varié avec toute la rapidité que permettait l'observation de la balance et l'exécution des mesures. Pour des courroies, les changements se produisaient par intervalles d'environ 1,5 minute.

La même courroie a été ensuite soumise à des charges variant alternativement de 125 kg à 225 kg et correspondant aux tensions de 20,32 kg et 36,58 kg. Lors de la première élévation de charge, elle s'est allongée de 12,0 mm et a donné finalement, après huit accroissements et diminutions de la charge, un allongement élastique de 6,5 mm, tandis que la longueur considérée au début augmentait jusqu'à 846,3 mm pour $\tau_1 = 20,32$, et 852,8 mm pour $\tau_2 = 36,58$ mm. D'après cela il s'était produit un nouvel allongement persistant de 838,0 mm à 846,3 mm.

Le coefficient d'allongement élastique a atteint, avec 846,3 mm de longueur primitive :

$$\alpha = \frac{6,5}{846,3} \frac{1}{16,26} = \frac{1}{2117}$$

Donc, pendant que les tensions $\tau_1 = 4,06$ kg et $\tau_2 = 20,32$ kg s'élevaient à $\tau_1 = 20,32$ et $\tau_2 = 36,58$ kg α diminuait de $\frac{1}{950}$ à $\frac{1}{2117}$. *Le coefficient d'allongement diminue donc lorsque la tension augmente et la courroie se montre, par conséquent, d'autant moins élastique qu'elle est plus fortement tendue*¹.

Les nombres du tableau suivant font ressortir encore plus nettement ce résultat extrêmement important pour les transmissions par courroies.

¹ L'auteur a établi cette loi, non seulement pour les courroies en cuir ; mais aussi pour les courroies tissées et les câbles de transmission en chanvre et en fil de fer. Voir, entre autres publications, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1887, pages 245 et 892. Dans la formule 5 a, page 4, cela conduit à l'expression $m < 1$. Avec une courroie déjà soumise un grand nombre de fois à une charge, l'auteur a trouvé :

$$\varepsilon = \frac{1}{415} \tau^{0,7}$$

la charge variant entre 3,88 et 11,65 kg/cmq, 3,88 et 19,4 kg/cmq, 3,88 et 27,2 kg/cmq.

En faisant varier la charge entre 3,88 et 11,65 kg/cmq, 11,65 et 19,4 kg/cmq, 19,4 et 27,2 kg/cmq, on a obtenu pour α et m des valeurs numériques notablement différentes, comme l'indique *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, dans les notes placées au bas des page, 72, 73, 78 et 79.

Matières	Limites de tension kg/cm ²	Différence de tension kg/cm ²	Coefficient d'allongement α
<i>Courroie neuve, de cuir, 99,4^{mm} de largeur et 6,7^{mm} d'épaisseur; soumise, peu de temps avant, à la forte extension que les fabricants de courroies font ordinairement subir à leurs produits avant de les livrer</i>	7,5 et 18,75	11,25	$\frac{1}{1250}$
	18,75 et 30	11,25	$\frac{1}{1890}$
<i>Courroie de cuir ayant déjà servi, 69,6^{mm} de largeur et 5^{mm} d'épaisseur, préalablement soumise à une forte tension pendant un temps prolongé</i>	7,2 et 21,6	14,4	$\frac{1}{2680}$
	21,6 et 36,0	14,4	$\frac{1}{3600}$
	36,0 et 50,4	14,4	$\frac{1}{4130}$
	50,4 et 64,8	14,4	$\frac{1}{4250}$
	(L'élasticité de la courroie qui a servi est notablement inférieure à celle de la courroie neuve).		
<i>La même courroie, après avoir servi, pendant un intervalle de 19 mois, à transmettre une force peu importante....</i>	7,2 et 21,6	14,4	$\frac{1}{2230}$
(Comme on le voit, l'élasticité augmente de nouveau, quand la courroie reste pendant longtemps sans subir une forte tension).			
<i>La même courroie, après avoir subi une forte tension pendant 30 minutes.....</i>	7,2 et 21,6	14,4	$\frac{1}{2480}$
<i>Courroie de cuir ayant servi, pendant deux ans et demi, à une transmission qui n'exigeait qu'une faible tension; cette courroie ne supportait, le plus souvent, que le tiers de l'effort admissible; largeur 105,5^{mm}, épaisseur 5,7^{mm}....</i>	12,15 et 24,3	12,15	$\frac{1}{1870}$
	24,3 et 36,45	12,15	$\frac{1}{2500}$

Dans les conditions moyennes de fatigue auxquelles les courroies de transmission sont exposées, on peut poser α (en présence de charges variables) :

$$\begin{array}{l} \text{avec une courroie de cuir, neuve,} \quad \text{en moyenne } \frac{1}{1250}, \\ \text{» } \quad \text{» } \quad \text{» } \quad \text{ayant servi,} \quad \text{» } \quad \frac{1}{2250}. \end{array}$$

Il convient d'admettre des valeurs supérieures à ces nombres pour les courroies faiblement tendues et des valeurs inférieures pour les courroies fortement tendues.

La résistance à la traction d'un bon cuir noyau, comme celui qui sert à la fabrication des courroies de transmission, varie ordinairement entre 250 et près de 450 kg, en supposant que la rupture se produise rapidement. En ce qui concerne la variabilité de la résistance en divers endroits d'une peau de bœuf, il convient de se reporter aux indications publiées par l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, pages 740 et suivantes.

Si on laisse agir la charge pendant un temps prolongé, il suffit d'une force beaucoup

moindre pour amener la rupture. A cet égard, des expériences prouvent qu'une charge prolongée pendant un mois réduit la résistance à la traction aux deux tiers de celle trouvée dans un essai donnant lieu à une prompte rupture.

5. Bois.

Les propriétés du bois dont il s'agit de faire ici l'examen sont très variables ; elles sont surtout fortement influencées par la proportion d'humidité contenue dans la matière. Même aux différents points d'un même tronc, elles peuvent différer considérablement et même beaucoup plus qu'on ne l'admet en général. C'est pour cette raison que je donne le tableau ci-après, basé sur les résultats des expériences de *Bauschinger* (voir les mémoires de cet auteur, 9^e et 16^e livraisons, 1883 et 1887).

Matières	Proportion d'humidité %	Poids de l'unité de volume	Coefficient d'allongement α	Limite de proportionnalité kg/cmq	Résistance kg/cmq	
Sapin, Traction	a	13	0,42	$\frac{1}{54\ 000}$	—	230
	b	13	0,48	$\frac{1}{127\ 000}$	—	1050
	c	13	0,46	—	—	790
Pression	a	16	0,48	$\frac{1}{84\ 000}$	138	229
	b	19	0,54	$\frac{1}{108\ 000}$	173	287
	c	18	0,52	—	—	280
Flexion	23	0,55	$\frac{1}{108\ 000}$	201	472	
Cisaillement	25	—	—	—	43	
Pin, Traction	a	13	0,44	$\frac{1}{61\ 000}$	—	310
	b	17	0,50	$\frac{1}{123\ 000}$	—	970
	c	16	0,48	—	—	750
Pression	a	17	0,43	$\frac{1}{89\ 000}$	133	209
	b	20	0,49	$\frac{1}{109\ 000}$	170	253
	c	19	0,47	—	—	246
Flexion	29	0,53	$\frac{1}{111\ 000}$	228	419	
Cisaillement	38	—	—	—	41	

Les expériences ont eu lieu environ trois mois après la coupe, opérée en août, des arbres qui étaient âgés de 90 à 100 ans.

Sur le tableau qui précède, *a* désigne le cœur du bois, *b* l'aubier et *c* la moyenne pour la section totale.

Si l'on considère d'abord les nombres résultant des essais à la traction, l'on observe que le coefficient d'allongement pour le cœur du bois est considérablement plus grand que celui du bois voisin de l'écorce, le premier paraît en outre beaucoup plus souple que le dernier. D'autre part, la résistance à la traction correspondante du cœur du bois est très notablement inférieure à celle de l'aubier.

La limite de proportionnalité du bois à la traction est ordinairement située, d'après *Bauschinger*, au voisinage de la limite de rupture.

La variabilité, également mentionnée, du coefficient d'allongement et de la résistance, entre le bois du cœur et celui de l'aubier, ressort beaucoup moins des nombres résultant des essais à la pression; parce que, dans ce cas, les solides soumis aux expériences avaient une section beaucoup plus grande et allant jusque près de 100 cmq (contre 2 à 4 cmq pour les essais à la traction).

La destruction sous l'influence d'une charge agissant par pression (dans la direction des fibres), consiste en un rapprochement des fibres. Il ne se produit pas, en même temps, de solution de continuité réelle des parties de la pièce éprouvée. La résistance à la pression est très notablement inférieure à celle à la traction.

Les poutres soumises à la flexion contenaient, en leur milieu, le cœur de l'arbre. La résistance à la flexion est inférieure à celle à la traction et plus grande que celle à la pression.

Les essais au cisaillement ont été exécutés sur des disques de 8 cm d'épaisseur, en opérant le cisaillement parallèlement à la direction des fibres, dans un plan passant par l'axe du tronc (plan radial). La résistance au cisaillement diminue, pour le bois de cœur, d'une quantité égale à près des 3/4 de la résistance moyenne, pour la section totale.

D'après des expériences de *Rudeloff*, la résistance au cisaillement dans un plan tangent aux anneaux annuels se montre un peu inférieure à celle que l'on mesure perpendiculairement à ces anneaux (*Mittheilungen aus den K. technischen Versuchsanstalten zu Berlin*, 1889, 3^e Fascicule complémentaire).

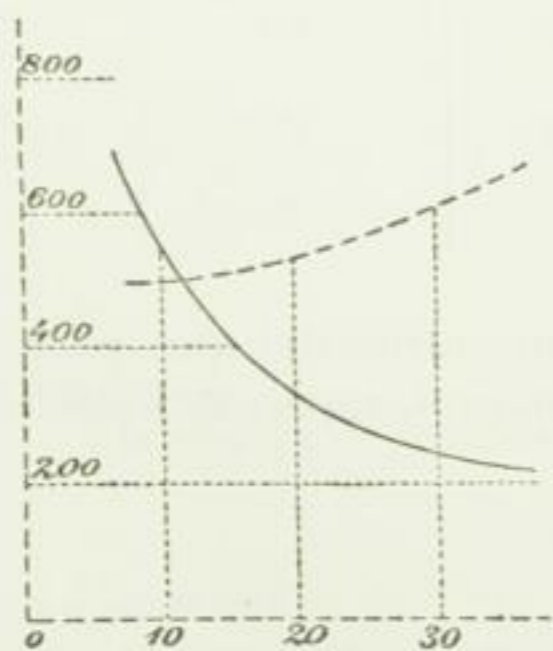


Fig. 25.

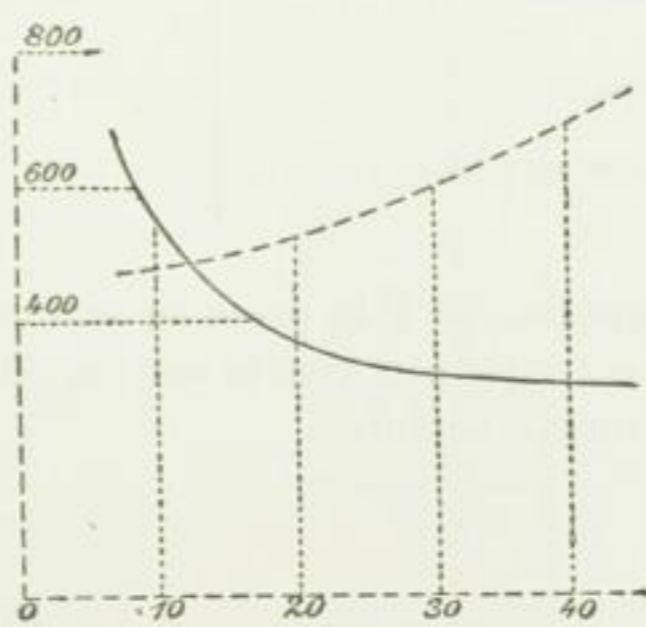


Fig. 26.

Dans des expériences postérieures, *Bauschinger* a établi d'une manière facile à saisir d'un coup d'œil l'influence de la proportion d'humidité sur la résistance à la pression. Les tracés donnés par *Bauschinger* pour le pin (fig. 25), et pour le sapin (fig. 26) (*Mittheilungen*, etc., 16^e liv. 1887, feuille 1, n^o 8 et n^o 18), donnent à ce sujet des indications

nettes. Les proportions d'humidité sont portées comme abscisses, tandis que les résistances correspondantes, à la pression, sont portées comme ordonnées, et reliées par les courbes tracées. La ligne formée de traits successifs correspond au poids de l'unité de volume. Comme on peut le voir, la résistance à la pression (trouvée sur des prismes à section carrée dont la hauteur atteignait 1,5 fois le côté de la section, à l'exception des morceaux de cœur du bois) diminue pendant que la proportion d'humidité augmente, d'abord plus rapidement, puis plus lentement que cette proportion. Le poids de l'unité de volume augmente avec la proportion d'humidité.

La résistance à la pression du bois emmagasiné après la coupe augmente ordinairement d'une manière très notable; mais on n'a pas encore déterminé la durée de cette augmentation, c'est-à-dire le temps de magasinage au bout duquel la résistance du bois atteint sa plus grande valeur.

Von Tetmajer (« Die Baumaterialien der Schweiz »). — Les matériaux de construction de la Suisse, Zurich, 1884), a trouvé les valeurs suivantes pour le *chêne* et le *hêtre* :

Matière	Proportion d'humidité %	Coefficient d'allongement α	Limite de proportionnalité kg/cm ²	Résistance moyenne kg/cm ²
<i>Chêne</i> , Traction	—	$\frac{1}{108\,000}$	476	964
Pression	—	$\frac{1}{103\,000}$	148	343
Flexion	24	$\frac{1}{100\,000}$	217	600
Cisaillement.....	—	—	—	75
<i>Hêtre</i> , Traction	—	$\frac{1}{180\,000}$	581	1340
Pression	—	$\frac{1}{169\,000}$	102	320
Flexion	47	$\frac{1}{128\,000}$	240	670
Cisaillement.....	—	—	—	85

Les expériences à la pression exécutées par l'auteur ont montré que, pour le bois, l'allongement varie peu avec la tension; de façon que l'on peut, approximativement, considérer α comme constant.

6. Pierres, béton.

D'après les recherches de l'auteur et celles d'autres expérimentateurs, on peut admettre les nombres suivants :

Matière	Poids de l'unité de volume	Résistance en kg/cm ²		
		Pression K	Flexion K_f	Cisaillement K_c
Basalte.....	2,7 à 3,1	100 à 3200	—	—
Porphyre.....	2,5 à 2,7	1000 à 2600	—	—
Granit.....	2,6 à 2,8	800 à 2000	50 à 250	40 à 160
Pierre calcaire.....	2,25 à 3,0	400 à 2000	50 à 150	30 à 120
Grès.....	2,2 à 2,5	250 à 1800	25 à 150	15 à 80
Briques.....	1,5 à 1,7	100 à 300	40 à 70	—
Mortier de ciment portland (sous forme cubique) : 1 kg. ciment, 3 kg. sable, fait depuis 28 jours, pendant 27 desquels il a été gardé sous l'eau.....	2,25 à 2,35	160 à 350 Tenacité $\frac{1}{12}$ à $\frac{1}{8}$ de cette valeur	—	—
Béton (sous forme cubique), assez variable suivant sa composition, préparé d'une façon rationnelle depuis 28 jours et dans lequel on a employé une quantité suffisante de ciment portland...	2,3 à 2,45	80 à 250	—	—

On indique quelquefois des résistances encore moindres, surtout pour la pierre calcaire, le grès et la brique. Quelquefois aussi, on exagère la résistance de la brique. Des expériences de l'auteur sur des briques indiquent des résistances allant jusqu'à 925 kg/cm². Dans la construction du canal de la mer du Nord à la Baltique, on doit avoir employé des briques, d'origine norvégienne, dont la résistance s'élevait jusqu'à 1200 kg.

Dans *Elasticität und Festigkeit*, § 13, art. 2, se trouve un rapport sur la *résistance des pierres à la pression*, dans le cas où la charge n'agit immédiatement que sur une partie de leur surface de section. Le *coefficient d'extension* des pierres varie plus ou moins fortement avec la charge pour un seul et même bloc et, pour la même sorte de pierre, on trouve des différences extraordinaires suivant la composition et le lieu d'origine. C'est ainsi, par exemple, que l'on a trouvé :

pour un *granit* :

à la charge de pression

$$\alpha = \frac{0 \text{ à } 17 \text{ kg,}}{36\,000}, \quad \frac{47 \text{ à } 63 \text{ kg,}}{60\,000},$$

pour un autre *granit* :

à la charge de pression

$$\alpha = \frac{0 \text{ à } 260 \text{ kg,}}{650\,000}, \quad \frac{600 \text{ à } 800 \text{ kg,}}{700\,000},$$

pour un *grès* :

à la charge de pression

$$\alpha = \frac{0 \text{ à } 6 \text{ kg,}}{7\,500}, \quad \frac{70 \text{ à } 80 \text{ kg,}}{60\,000},$$

pour un autre *grès* :

à la charge de pression

$$\alpha = \frac{0 \text{ à } 7 \text{ kg,}}{68\,000}, \quad \frac{75 \text{ à } 100 \text{ kg,}}{100\,000},$$

à la charge de traction

$$\alpha = \frac{0 \text{ à } 3 \text{ kg,}}{56\,000}, \quad \frac{21 \text{ à } 23 \text{ kg,}}{25\,000}.$$

Des recherches ont été dirigées dans cette voie, particulièrement par *Bauschinger* dont on peut consulter le travail, publié dans la 18^e livraison des *Mitteilungen aus dem Technischen Laboratorium der K. technischen Hochschule in München*, 1889; les nombres précédents, relatifs au coefficient d'allongement, sont tirés de ce mémoire.

Les grands écarts que présentent les coefficients d'extension trouvés pour les pierres tiennent en grande partie à ce que l'on s'est borné à *déterminer les extensions ou compressions totales*, en négligeant les *extensions et compressions persistantes et élastiques*, ainsi que la *durée* de la charge et surtout l'*action consécutive* de l'élasticité, qui peut être très importante pour les pierres¹. Des expériences de l'auteur sur différentes pierres ont démontré la très grande inexactitude des nombres ci-dessus, relatifs à l'élasticité du granit et du grès.

L'auteur a exécuté, sur du *béton* de composition variable, des expériences conduites de manière à alterner la charge et la décharge complète un assez grand nombre de fois pour que les compressions totale, persistante et élastique ne subissent plus de changements. Ce mode de procéder, mentionné aux pages 78 et suivantes pour le cuir soumis à la traction, a montré que le coefficient d'extension (ou de compression) totale, persistante et élastique augmente quand la charge augmente, d'une manière très analogue à ce qui a lieu pour la fonte. Comme on n'a pas encore, à la connaissance de l'auteur, exécuté d'expériences de ce genre, voici les nombres trouvés pour un bloc de béton cylindrique, de 500 cmq de section². Composition: 1 volume de ciment de Portland, 2,5 volumes de sable et 5 volumes de gravier. Avec une composition de 1 kg ciment, 3 kg sable le ciment a présenté, au bout de 28 jours, une résistance de 25,5 kg/cmq à la traction.

Bloc de béton.

Fabriqué depuis 77 jours. Diamètre: 25,4 mm. Section: 506,7 cmq. Hauteur: 100,6 cm. Longueur mesurable: 75 cm. Poids: 120,6 kg. Poids de l'unité de volume: 2,37. Température pendant l'expérience: 15 à 15,7° C.

Graduation de la charge de zéro à		Compression en $\frac{1}{600}$ cm sur la longueur mesurable de 75 cm			Différence des affaissements élastiques pour les divers degrés de charge	Affaissement élastique de l'unité de longueur par kilogramme de pression
kg	kg/cmq	totale	persistante	élastique		
4 000	7,9	1,33	0,17	1,16	1,16	$\frac{1}{306\ 000}$
8 000	15,8	2,90	0,35	2,55	1,39	$\frac{1}{256\ 000}$
12 000	23,7	4,67	0,55	4,12	1,57	$\frac{1}{226\ 000}$
16 000	31,6	6,71	0,91	5,80	1,68	$\frac{1}{212\ 000}$
20 000	39,5	9,06	1,43	7,63	1,83	$\frac{1}{194\ 000}$

¹ Au sujet de ces conditions, on peut consulter le travail de l'auteur *Versuche über die Elasticität von Beton*, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, pages 489 à 499, ou encore *Abhandlungen und Berichte*, 1897, pages 230 à 242.

² Les expériences faites pour trouver le coefficient d'extension avec des blocs de béton de 100 ou

Les valeurs de la dernière colonne sont calculées de la manière suivante :

pour le degré de charge 0 à 7,9 kg/cmq $\alpha = \frac{1,16}{600} \frac{1}{75} \frac{1}{7,9} = \frac{1}{306\ 000}$,

» » » 7,9 à 15,8 » $\alpha = \frac{1,39}{600} \frac{1}{75} \frac{1}{15,8-7,9} = \frac{1}{256\ 000}$.

et ainsi de suite. (Voir *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, pages 72 et 73, remarque en bas de page).

On trouve des détails plus étendus dans la note 1 au bas de la page 91 du même ouvrage.

L'auteur a publié un travail encore plus complet et traitant, en outre, des blocs de ciment pur et de mortier de ciment. Ce travail, relatif à des expériences exécutées sur 102 blocs, se trouve sous le titre de « Expériences sur l'élasticité et la résistance à la pression de blocs de ciment, mortier de ciment et béton »¹. Le même travail établit aussi l'influence de l'addition du sable, sur l'élasticité du mortier de ciment. Dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1897, pages 241 et suivantes, *Abhandlungen und Berichte*, 1897, pages 281 et suivantes, se trouvent des renseignements relatifs à des expériences exécutées sur des pierres. Les résultats d'expériences connus jusqu'à présent donnent, par exemple, les valeurs en partie arrondies que l'on trouve sur le tableau suivant.

Granit.

Elasticité à la traction	$\epsilon = \frac{1}{240\ 000} \tau^{1,4}$
» » pression.	$\epsilon = \frac{1}{300\ 000} \tau^{1,12}$

Blocs de ciment pur.

Elasticité à la pression.	$\epsilon = \frac{1}{250\ 000} \tau^{1,09}$
-----------------------------------	---

Blocs de mortier de ciment.

Elasticité à la pression.

1 ciment, 1 $\frac{1}{2}$ sable du Danube	$\epsilon = \frac{1}{356\ 000} \tau^{1,11}$
1 » , 3 » »	$\epsilon = \frac{1}{315\ 000} \tau^{1,15}$
1 » , 4 $\frac{1}{2}$ » »	$\epsilon = \frac{1}{230\ 000} \tau^{1,17}$

Blocs de béton.

Elasticité à la pression.

1 ciment, 2 $\frac{1}{2}$ sable du Danube, 5 gravier du Danube.	$\epsilon = \frac{1}{298\ 000} \tau^{1,145}$
---	--

200cmq de section, ne peuvent généralement, à cause de l'insuffisance d'homogénéité de la matière, conduire à des résultats capables d'être employés, dans la pratique, avec une sécurité suffisante.

¹ *Versuche über die Elasticität und Druckfestigkeit von Körpern aus Cement, Cementmortel und Beton. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1896, pages 1381 et suivantes, *Abhandlungen und Berichte*, 1897, pages 268 et suivantes.

1 ciment, 2 $\frac{1}{2}$ sable d'EGGING, 5 pierre calcaire cassée	$\varepsilon = \frac{1}{457\ 000} \tau^{1,157}$
1 » , 5 » du Danube, 6 gravier du Danube.	$\varepsilon = \frac{1}{280\ 000} \tau^{1,137}$
1 » , 3 » » 6 pierre calcaire cassée	$\varepsilon = \frac{1}{380\ 000} \tau^{1,161}$
1 » , 5 » » 10 gravier du Danube.	$\varepsilon = \frac{1}{217\ 000} \tau^{1,157}$
1 » , 5 » d'EGGING, 10 pierre calcaire cassée	$\varepsilon = \frac{1}{367\ 000} \tau^{1,207}$

Les nombres donnés pour α et m peuvent-ils être considérés, et jusqu'à quel point peuvent-ils l'être, comme valeurs moyennes pour la matière considérée ? C'est ce que des expériences ultérieures devront décider ; pour le moment ces nombres ne s'appliquent qu'aux blocs soumis aux expériences (Voir également, au point de vue du calcul de α et de m , les publications désignées ci-dessus).

Au sujet du marbre, consulter *Elasticität und Festigkeit*, 3^e édition, pages 60 et suivantes.

7. Charges admissibles.

que la division compétente de la préfecture de police de Berlin emploie pour les bois, les pierres, la maçonnerie et les fondations ¹, en kg/cmq.

	Traction	Pression
Frêne	100 à 120	66
Chêne et hêtre	100	80
Pin	100	60
Sapin	60	50
Verre	—	75
Basalte	—	75
Granit.	—	45
Pierre calcaire de Rüdersdorf	—	25
Grès de Nebra, suivant la dureté.	—	15 à 30
Maçonnerie ordinaire en briques à la chaux.	—	7
» très bonne, en briques au ciment	—	12 à 14
Briques poreuses, pour voûtes, peu cuites	—	3
» » » bien »	—	6
Marbre	—	24
Pierres artificielles, de ciment, scories et sable.	—	12
Bon terrain de fondation	—	2,5
Très bon terrain de fondation.	—	4,5 à 5
Forme en béton de 0,75 ^m d'épaisseur.	—	5

¹ Quand il s'agit de fondations pour des machines, il faut selon les circonstances (suivant que la fondation doit subir une charge en repos ou l'action de forces variables), rester plus ou moins en dessous de ces valeurs.

CHAPITRE DEUXIÈME

PROCÉDÉS D'ASSEMBLAGE DES PARTIES DE MACHINES

Pour choisir le mode d'assemblage de deux ou plusieurs parties de machines, il convient d'abord d'établir :

1° Si l'assemblage doit permettre la séparation des parties assemblées, sans pour cela que l'organe d'assemblage ou les pièces assemblées aient à subir de détériorations plus ou moins grandes (*assemblage amovible*), ou si l'assemblage ne doit permettre la séparation qu'après la destruction d'une ou plusieurs des pièces (*assemblage inamovible*) ;

2° Si l'assemblage doit subir l'action de forces qui changent de direction, ou si les forces à transmettre ne subissent pas de tels changements de direction. Dans le premier cas, les surfaces de contact par lesquelles les forces se transmettent d'une partie à l'autre, opèrent d'abord, c'est-à-dire avant que les forces entrent en jeu, en agissant l'une sur l'autre assez fortement pour que les déformations élastiques résultantes suffisent à assurer, lors du changement de direction des forces, le contact des surfaces et, par suite, la transmission sans choc des dites forces, en supposant que l'on ne puisse compter sûrement sur la possibilité d'un certain frottement. La préexistence d'une tension permet de désigner ces assemblages sous le nom d'*assemblages à tension*¹. Si la direction de la force ne change pas, ce qui, d'ailleurs, est parfois difficile à établir avec certitude, un assemblage à tension n'est pas nécessaire, bien qu'on s'en serve assez fréquemment en pareils cas.

En les considérant du premier point de vue, on a les organes d'assemblages :

A, *amovibles* : *clavettes, vis*.

B, *inamovibles* : *colles, ciments, soudures, retrait après chauffage préalable (raccourcissement, diminution), rivets*.

¹ L'auteur a innové autrefois cette désignation, admise depuis lors par d'autres personnes, dans le but d'assurer l'attention qu'elle mérite dans une large mesure à la solution de la question suivante : l'assemblage considéré exige-t-il ou non une pression concordante ou réciproque et une tension des parties ? Des erreurs assez graves ont été commises à cet égard et, aujourd'hui encore, les fautes de ce genre ne sont pas des raretés.

A. ASSEMBLAGES AMOVIBLES

I. Clavettes.

I. Généralités.

Le principe des assemblages à clavette ressort de la figure 27.

La pièce A est assemblée avec la pièce B au moyen de la clavette C. En faisant agir sur la clavette, dans la direction indiquée, la force P, on peut produire en B une traction S dont la grandeur se détermine de la manière suivante :

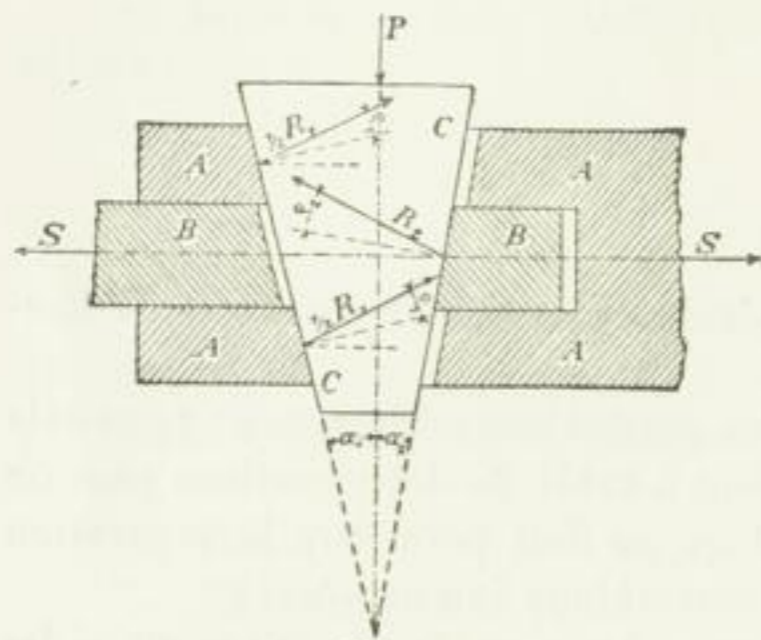


Fig. 27.

Soit : $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$, le coefficient de frottement de la clavette sur les surfaces de la pièce A ; $\mu_2 = \operatorname{tg} \rho_2$, le coefficient de frottement de la clavette sur la surface de la pièce B ; et $\mu = \operatorname{tg} \rho$ celui de frottement sur les surfaces de contact situées entre A et B. On a :

$$\begin{aligned} P &= R_1 \sin (\alpha_1 + \rho_1) + R_2 \sin (\alpha_2 + \rho_2), \\ R_1 \cos (\alpha_1 + \rho_1) - R_2 \cos (\alpha_2 + \rho_2) &= 0, \\ R_2 \cos (\alpha_2 + \rho_2) &= S + R_2 \sin (\alpha_2 + \rho_2) \mu, \end{aligned}$$

d'où suit :

$$P = S \frac{\operatorname{tg} (\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg} (\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu \operatorname{tg} (\alpha_2 + \rho_2)}.$$

La grandeur minima P' de la force P, qui doit agir sur la clavette pour que celle-ci ne se meuve pas d'elle-même, vers l'extérieur, sous l'action de la force de traction S, atteint :

$$P' = S \frac{\operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg} (\alpha_2 - \rho_2)}{1 + \mu \operatorname{tg} (\alpha_2 - \rho_2)} \quad (138)$$

Donc, la condition pour que la clavette reste à sa place sans l'intervention d'une force P' est :

$$\operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg} (\alpha_2 - \rho_2) \leq 0, \quad (139)$$

Pour :

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \alpha_1, & \rho_2 &= \rho_1, \\ \operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) &\leq 0, \\ \alpha_1 &\leq \rho_1. \end{aligned} \quad (140)$$

Pour :

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0, & \rho_2 &= \rho_1, \\ \operatorname{tg} (\alpha_1 - \rho_1) - \operatorname{tg} \rho_1 &\leq 0, \\ \operatorname{tg} \left\{ \alpha_1 \leq \frac{2 \operatorname{tg} \rho_1}{1 - \operatorname{tg}^2 \rho_1} = \operatorname{tg} 2 \rho_1, \right. \\ \alpha_1 &\leq 2 \rho_1. \end{aligned} \quad (141)$$

c'est-à-dire que pour empêcher la clavette de reculer d'elle-même sous l'action de la force

de traction S , il faut dans les deux cas ($\alpha_2 = \alpha_1$ et $\alpha_2 = 0$) que l'angle au sommet de la clavette soit inférieur au double de l'angle de frottement. Par suite du défaut de précision inhérent aux coefficients de frottement, on conseille de rester, pour α_1 , autant que possible au-dessous de cette valeur limite. Si l'assemblage à clavette est exposé à des ébranlements, on ne peut généralement plus compter avec quelque certitude sur le frottement ; dans ce cas il faut, pour retenir la clavette à sa place, ne lui donner qu'une très faible pente, en supposant que l'on ne prenne pas, pour la fixer, de mesures spéciales dont il sera fait mention à propos des parties de machines auxquelles s'applique ce mode d'assemblage. En traitant des divers assemblages je ferai les remarques nécessaires à propos de l'inclinaison ou du *tirage* admissibles pour les clavettes.

2. Exemples.

a. Pour charge immobile.

La figure 1 de la planche 1 représente un assemblage simple, à clavette, applicable aux colonnes de presses hydrauliques.

Le diamètre de la tige de fer forgé, soumise à la charge immobile de traction S , se détermine au moyen de :

$$S = k_t \frac{\pi}{4} d^2.$$

A la rigueur, il convient de tenir compte, dans la détermination de S , de la force avec laquelle, tout d'abord, l'enfoncement de la clavette tend la tige. Cependant on peut négliger cette force relativement faible dans le cas dont il s'agit, par rapport à l'effort considérable qui s'exerce pendant la pression.

Par suite de l'affaiblissement dû à l'introduction de la clavette dans la partie inférieure de la tige, cette partie est renforcée et son diamètre porté à D que l'on doit déterminer au moyen de l'égalité :

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_t = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - D s_1 \right) k_t,$$

en supposant que les deux sections $\frac{\pi}{4} d^2$ et $\left(\frac{\pi}{4} D^2 - D s_1 \right)$ soient soumises à la même fatigue. En réalité l'effort s'exerce sur la dernière dans des conditions plus défavorables, parce que la tension sur les éléments de surface les plus rapprochés du trou de la clavette est plus grande que sur ceux situés près de la périphérie. On tient compte de cette circonstance en posant à droite de l'égalité, à la place de k_t , une valeur moindre, telle que $\frac{3}{4} k_t$ ou $\frac{\pi}{4} k_t$ (pour simplifier le calcul). On trouve alors, avec la proportion usuelle :

$$s_1 = \frac{D}{4}, \quad (142)$$

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_t = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - D s_1 \right) \frac{\pi}{4} k_t,$$

$$d^2 = \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{D^2}{4},$$

$$D = d \sqrt{\frac{4}{\pi - 1}} = \approx \frac{4}{3} d \quad (143)$$

La pression k que l'on peut, d'après ce qui précède, considérer comme admissible pour les surfaces de contact $s_1 D$ entre la clavette et la tige résulte de :

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_t = s_1 D k = \frac{7}{4} D^2 k,$$

$$k = k_t \frac{\pi d^2}{D^2} = \frac{9 \cdot \pi}{16} k_t \approx \frac{1}{4} k_t \quad (144)$$

Il est de règle d'appliquer aussi cette valeur de k à l'enveloppe qui contient la tige ; en conséquence :

$$2 s s_1 k = D s_1 k,$$

$$s = \frac{D}{2} \quad (145)$$

Si l'enveloppe et la clavette sont en acier, on peut réduire s en raison de l'augmentation notable que l'on peut alors appliquer à la pression admissible par unité de surface ; en effet, dans le cas dont il s'agit, il n'y a pas à hésiter à admettre une charge élevée, aucun changement ne se produisant dans la direction de la force.

Pour la hauteur moyenne h_1 de la clavette, la formule de flexion (voir page 26, art. 11b) donne :

$$\frac{S}{2} \left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4} \right) = k_f \frac{1}{6} s_1 h_1^2,$$

d'où l'on tire, d'après les égalités 142 et 145 :

$$h_1 = \sqrt{\frac{6S}{k_f}},$$

ou avec :

$$S = \frac{\pi}{4} d^2 k_t,$$

$$h_1 = d \sqrt{\frac{3\pi k_t}{2 k_f}} \quad (146)$$

Ordinairement, la tige est en fer soudant ou fondu et la clavette en acier, de sorte qu'en supposant le mode de charge a , tableau comparatif page 39, avec $k_t = 900$ et $k_f = 1350$,

$$h_1 = d \sqrt{\pi} \approx \frac{7}{4} d \approx \frac{4}{3} D \quad (147)$$

La pente de la clavette doit être 1 : 20.

Dans l'état actuel de nos connaissances, on doit considérer la dimension h comme devant être établie par estimation ; on peut prendre, pour des clavettes rectangulaires,

$$h = \frac{2}{3} h_1 \text{ à } \frac{3}{4} h_1 \quad (148)$$

ou calculer, pour prévenir le cisaillement avec $k_c = \frac{1}{6} k_f$ à $\frac{1}{7} k_f$, de manière à poser :

$$S = 2 D h k_c = \frac{1}{6} k_f h_1^2,$$

d'où, à cause de :

$$D = \frac{3}{4} h_1$$

résulte :

$$h = \frac{2}{3} h_1 \cdot \frac{k_f}{6k_c} = \frac{2}{3} h_1 \text{ à } \frac{7}{9} h_1.$$

On peut prendre la hauteur $h_2 = h$, en supposant que l'effort total imposé à l'enveloppe n'exige pas une plus grande dimension.

L'assemblage à clavette dont il s'agit n'est un assemblage à tension que pour une faible partie et seulement parce que l'enfoncement de la clavette produit une certaine tension des parties considérées.

Le calcul donné ne tient pas compte des changements de température; on suppose donc que la tige en fer forgé et celle de l'enveloppe en fonte (planche 1, fig. 1, à droite) restent toujours à la même température. Il n'en est pas ainsi et la différence des coefficients de dilatation du fer forgé et de la fonte change les conditions de la tension avec la température. Il convient parfois de tenir compte de ce fait.

b. Pour charge variable.

L'assemblage, indiqué sur la fig. 28, d'une tige A de piston de machine à vapeur à balancier, avec la traverse B, doit être un assemblage à tension. Ici, la force transmise de A en B varie entre $+F$ et $-F$.

Quelle force doit-on exercer tout d'abord sur la tige du piston, en enfonçant la clavette, pour que l'on puisse considérer l'assemblage comme présentant toute sécurité en pratique, c'est ce que le calcul ne permet pas d'établir avec une exactitude suffisante, tout en faisant complètement abstraction de ce que les déformations élastiques, susceptibles de servir de mesure à cet égard, dépendent des dimensions qu'il s'agit avant tout de trouver. D'autre part, étant donné le temps dont le constructeur dispose ordinairement, il y a lieu pour lui de s'abstenir des calculs relatifs à cette question; car ils sont d'une longueur extrême. De là résulte l'inconvénient que la plus grande fatigue généralement imposée par la force en jeu ne peut s'évaluer avec certitude par le calcul. Nous nous aiderons de la supposition, arbitraire d'ailleurs, mais que l'état actuel de la science rend inévitable, que le plus grand effort subi par un tel assemblage à tension s'obtient en basant les calculs sur 1,25 fois la force exercée par la tige.

Si une tige de piston, en acier fondu de qualité supérieure, doit transmettre une force de 10 000 kg, son diamètre doit être de 82 mm, en raison de sa longueur (et de la charge qui agit en bout). La traverse et sa clavette doivent aussi être exécutées en acier fondu.

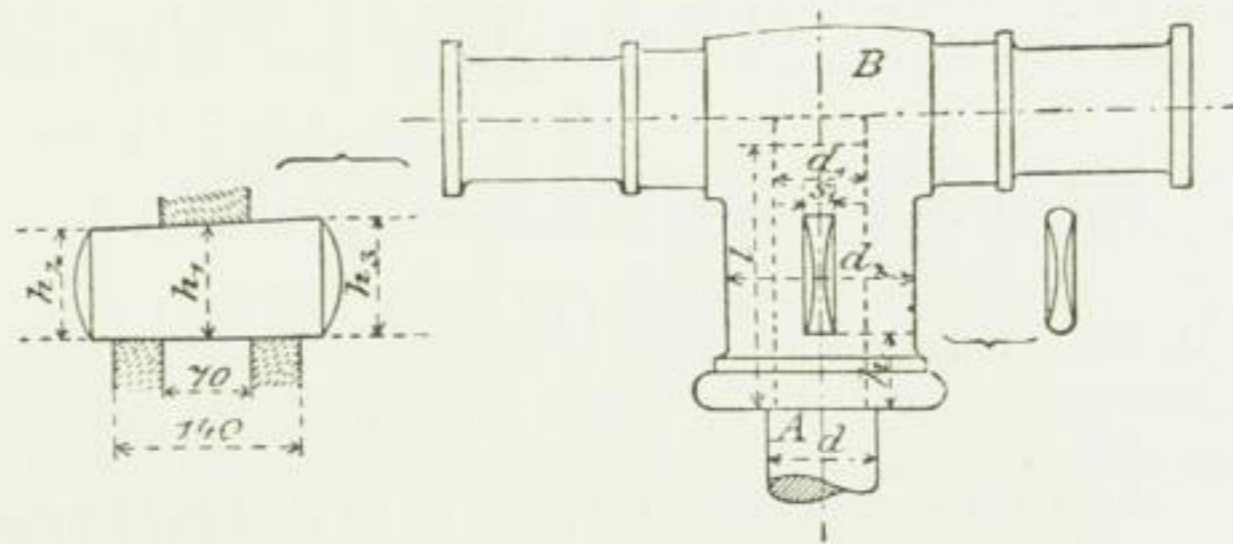


Fig. 28.

flexion qui lui est imposé. En satisfaisant à ces conditions, on est conduit à donner un poids assez considérable au raccord de la maîtresse tige.

D'autres assemblages à clavette sont mentionnés à propos des parties de machines auxquelles ils s'appliquent.

II. Vis

I. Généralités.

Si l'on enroule le plan d'un angle donné BAC , fig. 30, sur un cylindre circulaire droit de rayon r , de façon qu'un côté AB coïncide avec la circonférence d'une section normale du cylindre, l'autre côté AC décrit sur le cylindre une courbe régulière $ADEF$, que l'on désigne sous le nom d'*hélice*. Suivant le sens dans lequel s'opère l'enroulement, on distingue l'hélice avec *pas à droite* et celle avec *pas à gauche*. La première, fig. 30, va, *en montant* de ce côté du plan de la figure, de gauche à droite; la seconde, représentée fig. 31, va de droite à gauche.

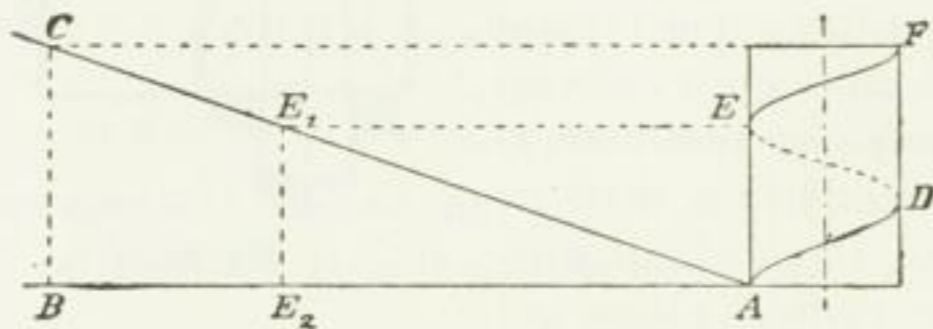


Fig. 30.



Fig. 31.

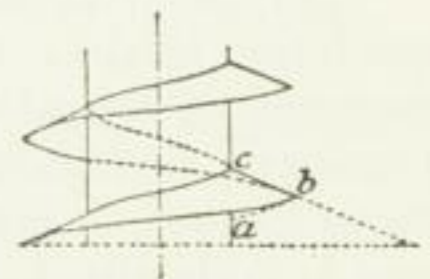


Fig. 33.

La distance mesurée parallèlement à l'axe du cylindre $\overline{AE} = \overline{DF} = \overline{E_1E_2}$ = la distance de deux tours de vis s'appelle hauteur d'un pas de vis ou pas, nous la désignerons toujours par h .

L'angle $BAC = \text{angle } E_2AE_1$, qui forme la base de l'hélice, s'appelle l'*angle d'inclinaison* et sera désigné, ci-après, par α . D'après cela :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} \quad (149)$$

Si une droite se meut sur l'hélice de manière à couper constamment l'axe du cylindre,

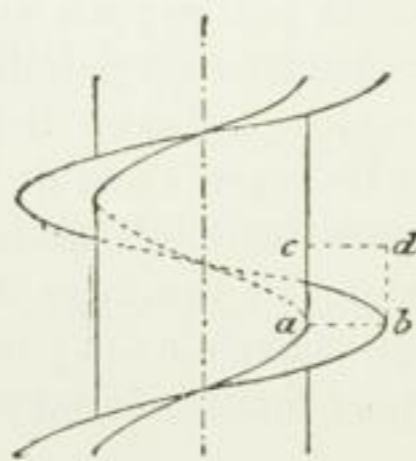


Fig. 32.

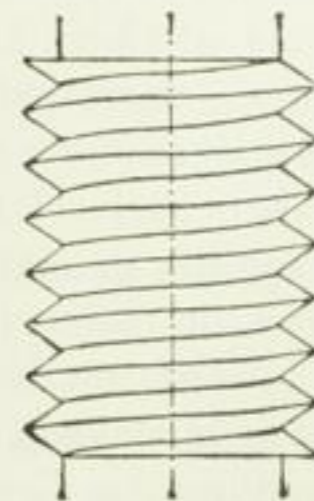


Fig. 35.

elle décrit une *surface hélicoïdale*. Si les lignes se coupent perpendiculairement, la surface

hélicoïdale est à *angle droit*, fig. 32 ; dans le cas contraire, elle est à *angle oblique*, fig. 33.

Si, au lieu de la ligne droite génératrice, on fait avancer sur la surface cylindrique un rectangle $abcd$, fig. 32, de manière que l'axe du cylindre soit compris dans le plan de ce rectangle et que les points a et c décrivent des hélices égales, on obtient une vis à *filet rectangulaire*, fig. 34. Si, au lieu du quadrangle, on emploie le triangle abc , fig. 33, on obtient une vis à *filet triangulaire*, fig. 35. Dans le premier cas le cylindre est entouré d'un prisme à section rectangulaire et, dans le second cas, d'un prisme à section triangulaire. Ce solide enroulé en saillie sur la surface cylindrique (*cylindre de base* ou *noyau de la vis*), s'appelle le *filet*.

Au *rectangle* ou au *triangle*, on peut substituer d'autres figures qui serviront de base au profil du filet.

Quand le *filet* d'une vis se compose d'un *seul* solide enroulé, comme par exemple sur

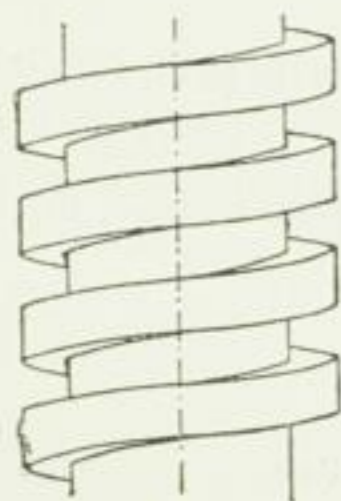


Fig. 34.

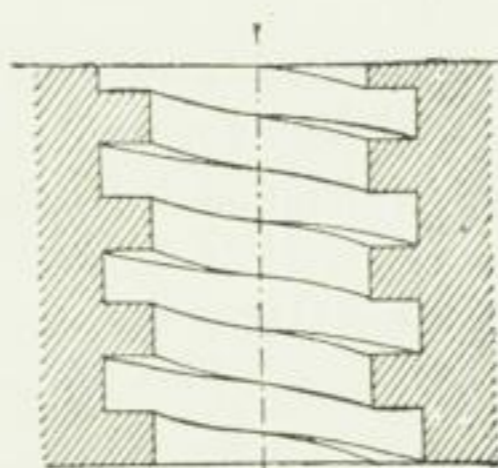


Fig. 37.

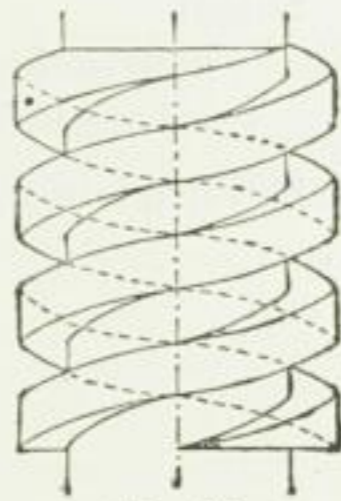


Fig. 36.

la figure 34, la vis est dite à un pas, si le filet se compose de deux solides, correspondant à deux hélices parallèles, comme sur la figure 36, la vis est dite à *deux pas* ou à *double filet* ; il y a aussi des vis à *trois filets* et plus.

L'emploi de la vis nécessite toujours deux pièces. Pour l'une d'elles, la *vis mâle* ou simplement *la vis*, le filet est extérieur à un cylindre plein, comme nous l'avons exposé ci-dessus ; pour l'autre, la *vis femelle*, ou par abréviation *l'écrou*, le filet qui a le même pas est placé sur la surface intérieure d'un cylindre creux, fig. 37 ; on prend, dans ce cas, des dimensions telles que le filet de la première vis passe dans la rainure hélicoïdale de la seconde. Pour se servir de ces deux pièces, on met la vis, fig. 34, à l'intérieur de l'écrou, fig. 37.

La mouvement qui s'opère entre la vis et l'écrou est toujours un mouvement de rotation et de progression simultanées ; en effet :

- a*, si l'écrou est immobile, la vis avance quand on la fait tourner ;
- b*, si la vis est maintenue fixe, l'écrou avance quand on le fait tourner ;
- c*, si l'on fait tourner l'écrou, mais en l'empêchant d'avancer, on fait avancer la vis en l'empêchant de tourner ;
- d*, si l'on fait tourner la vis en l'empêchant d'avancer, on fait avancer l'écrou en l'empêchant de tourner.

Le sens de l'avancement dépend de la direction du pas de vis et du sens de rotation de cette dernière ou de l'écrou.

La vis s'emploie :

- 1, comme organe de fixation ;

abcd

- 2, comme agent de transformation du mouvement circulaire en mouvement rectiligne (dans les presses, les appareils de soulèvement, les machines outils) ;
- 3, plus rarement comme moyen de transformation du mouvement rectiligne en mouvement de rotation (drille à percer) ;
- 4, quelquefois aussi pour transformer un mouvement de rotation en un autre mouvement de rotation (roues hélicoïdales, roue hélicoïdale et vis sans fin).

Bien qu'à la rigueur il n'y ait à considérer ici que les vis servant aux assemblages, nous examinerons aussi l'emploi de cet organe mentionné au n° 2. Nous aurons donc à traiter, en même temps, de *vis d'assemblage* et de *vis de mouvement*.

La rotation de l'écrou chargé de Q kilogrammes sur la vis, fig. 38, peut être considérée comme le mouvement d'une charge Q , sur un plan incliné dont l'angle de pente est égal à l'angle de montée α de la vis.

α . La charge Q est élevée.

Soient :

μ le coefficient de frottement entre la matière de l'écrou et celle de la vis,

ρ l'angle de frottement, c'est-à-dire $\operatorname{tg} \rho = \mu$.

La force horizontale nécessaire à l'élévation de la charge Q sur le plan incliné, fig. 38, est :

$$H = Q \operatorname{tg} (\alpha + \rho).$$

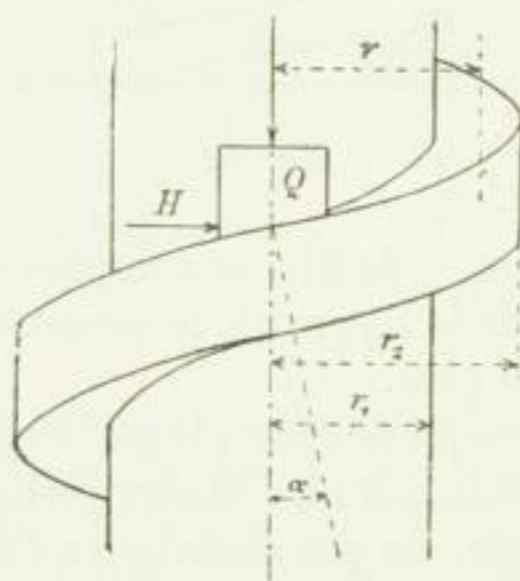


Fig. 38.

La force H se manifeste à une distance r approximativement $= \frac{r_1 + r_2}{2}$ de l'axe de la vis ; conséquemment, le moment du couple de forces qui doit agir sur la rotation de l'écrou est, en tenant compte de l'égalité 149, page 96 :

$$M = Hr = Qr \operatorname{tg} (\alpha + \rho) = Qr \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - h\mu} \quad (150)$$

Le nombre qui exprime la qualité de la vis, ou son rendement :

$$\eta = \frac{\text{travail utile produit}}{\text{travail utilisé}} = \frac{Qh}{2\pi rH} = \frac{Q \frac{h}{2\pi r}}{H} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} \quad (151)$$

Comme η devient nul pour $\alpha = 0$ et pour $\alpha = 90 - \rho$, un maximum de η doit exister entre ces limites. L'angle α , pour lequel ce maximum se produit, s'obtient au moyen de :

$$\operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} (\alpha + \rho) = \max,$$

$$-\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin^2 (\alpha + \rho)} + \frac{\operatorname{ctg} (\alpha + \rho)}{\cos^2 \alpha} = 0,$$

d'où l'on tire :

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\rho}{2},$$

et par suite la plus grande valeur de η est :

$$\eta_{max} = \frac{\operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right)}{\operatorname{tg} \left(45^\circ + \frac{\rho}{2} \right)} = \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right).$$

Avec $\rho = 6^\circ$, correspondant à $\mu = 0,105$, on a :

$$\eta_{max} = 0,81 \text{ pour } \alpha = 42^\circ.$$

Le plus souvent, les usages auxquels les vis sont destinées, ne permettent pas l'adoption d'un angle d'inclinaison aussi grand que celui de 42° , nécessaire pour obtenir η_{max} , il en résulte que le nombre exprimant le rendement de la vis est, dans la plupart des cas, bien inférieur à η_{max} . C'est ainsi, par exemple, que l'on a, pour $\alpha = 5^\circ$:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} (5^\circ + 6^\circ)} = \frac{0,0875}{0,194} = 0,45.$$

Les vis à plusieurs filets pour lesquelles la valeur de α est plus grande, ont un rendement supérieur à celui des vis à un seul filet.

β , la charge Q descend.

On a, dans ce cas :

$$H = Q \operatorname{tg} (\alpha - \rho).$$

Avec $\alpha < \rho$ la charge ne descendra pas d'elle-même; avec $\alpha = \rho$ il y a équilibre; avec $\alpha > \rho$ la charge descend d'elle-même. Le mécanisme de la vis possède donc la propriété d'arrêt automatique pour $\alpha < \rho$. Si cette condition est remplie avec la valeur limite α , il suit, d'après l'égalité 151 :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg} 2\rho} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \rho}{2} = 0,5 - 0,5 \operatorname{tg}^2 \rho,$$

$$\eta < 0,5,$$

c'est-à-dire que le rendement d'un mécanisme à vis, possédant la propriété d'arrêt automatique, est inférieur à 0,5. La propriété de l'arrêt automatique, avantageuse parfois, est par conséquent sujette à une consommation importante de travail de frottement.

Pour des vis à filet triangulaire, on trouve approximativement, en se reportant à la figure 39 :

$$M = Hr = Qr \frac{h \cos \beta + 2\pi r \mu}{2\pi r \cos \beta - h \mu}, \quad (152)$$

égalité qui peut aussi s'obtenir en posant, pour μ , dans l'équation 150, $\frac{\mu}{\cos \beta}$. Avec la valeur

$$\beta = \frac{55^\circ}{2} \text{ on aura alors } \frac{\mu}{\cos \beta} = 1,12 \mu.$$

Il est clair que le frottement est un peu plus grand avec les vis à filet triangulaire

qu'avec celles à filet rectangulaire; cette circonstance rend les premières particulièrement avantageuses dans les assemblages qui, en général, exigent l'impossibilité d'un desserrage automatique.

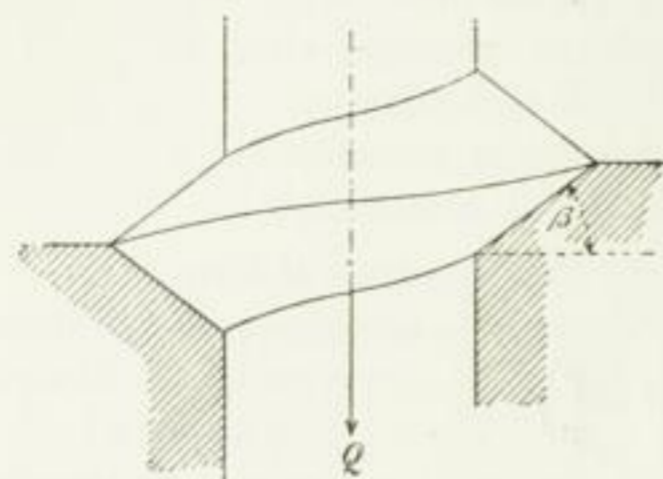


Fig. 39.

Quand la fabrication des vis s'opère sur le tour, il convient d'observer que le pas susceptible d'être obtenu dépend de celui de la vis qui conduit le chariot et du rapport de vitesses existant entre cette dernière vis et l'arbre du tour. Les proportions de la vis conductrice du chariot règlent donc l'inclinaison de la vis à produire. Actuellement, la plupart des vis qui conduisent le chariot des tours à fileter employés en Allemagne, sont basés sur les mesures anglaises; par conséquent

les vis à exécuter procèdent de ces mesures — naturellement au seul point de vue du pas —. Si l'on a des bancs de tours à vis conductrices au pas métrique on peut, cela se comprend, établir le pas des vis d'après le système métrique.

En ce qui concerne les *procédés de filetage* des vis, procédés qui influent d'ailleurs plus ou moins sur la qualité et conséquemment sur la sécurité de ces dernières, on peut consulter le travail d'*Hermann Fischer*, sur la taille des filets de vis, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1885, p. 197 et suivantes.

Au sujet des *profils usuels de filets*, il est à remarquer que les *vis d'assemblage* se font presque toujours à filet triangulaire. Les systèmes de filetage à considérer dans ce cas sont les suivants :

Filetage au pas Whitworth.



Fig. 40.

La section du filet a pour base un triangle isocèle dont les côtés font à l'arête un angle de 55° , et qui est arrondi au sommet sur environ $\frac{1}{6}$ de la hauteur du filet, la base de ce dernier présente un arrondissement de même proportion.

Diamètre extérieur du filet d		Diamètre du noyau d_1	Nombre de pas au pouce anglais	Diamètre extérieur du filet d		Diamètre du noyau d_1	Nombre de pas au pouce anglais
Pouces anglais	Millimètres			Pouces anglais	Millimètres		
$\frac{1}{4}$	6,3	0,186	20	$\frac{1}{2}$	12,7	0,393	12
$\frac{5}{16}$	7,9	0,241	18	$\frac{5}{8}$	15,9	0,509	11
$\frac{3}{8}$	9,5	0,295	16	$\frac{3}{4}$	19,0	0,622	10
$\frac{7}{16}$	11,1	0,346	14	$\frac{7}{8}$	22,2	0,733	9

Diamètre extérieur du filet d		Diamètre du noyau d_1 Pouces anglais	Nombre de pas au pouce anglais	Diamètre extérieur du filet d		Diamètre du noyau d_1 Pouces anglais	Nombre de pas au pouce anglais
Pouces anglais	Millimètres			Pouces anglais	Millimètres		
1	25,4	0,840	8	3 1/4	82,5	2,857	3 1/4
1 1/8	28,6	0,942	7	3 1/2	88,9	3,107	3 1/4
1 1/4	31,7	1,067	7	3 3/4	95,2	3,323	3
1 3/8	34,9	1,162	6	4	101,6	3,573	3
1 1/2	38,1	1,287	6	4 1/4	107,9	3,805	10 7/8
1 5/8	41,3	1,369	5	4 1/2	114,3	4,055	10 7/8
1 3/4	44,4	1,494	5	4 3/4	120,6	4,285	10 3/4
1 7/8	47,6	1,591	4 1/2	5	127,0	4,535	10 3/4
2	50,8	1,716	4 1/2	5 1/4	133,3	4,790	10 5/8
2 1/8	57,1	1,930	4	5 1/2	139,7	5,020	10 5/8
2 1/4	63,5	2,180	4	5 3/4	146,0	5,238	10 1/2
2 3/4	69,8	2,384	3 1/2	6	152,4	5,488	2 1/2
3	76,2	2,634	3 1/2				

Le système Whitworth est encore actuellement le plus répandu, en Europe du moins.

Dans beaucoup d'usines, et particulièrement dans l'Allemagne du Sud, on l'emploie sous une forme modifiée qui consiste à n'en prendre que les pas et à faire suivre les diamètres par degrés croissant de 3 mm de l'un à l'autre ; on a ainsi :

$$d = 12, 15, 18, 21, 24, 27, 30 \text{ mm et ainsi de suite.}$$

Filetage au pas Sellers.

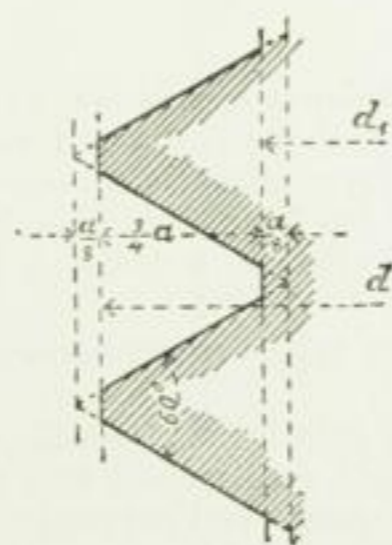


Fig. 41.

La section du filet est un triangle équilatéral (dont les côtés forment par conséquent à l'arête un angle de 60°), avec un aplatissement d'environ $\frac{1}{8}$ de la hauteur du triangle, tant au sommet qu'à la base.

Ce filetage est aussi basé sur le système des mesures anglaises et appliqué de préférence en Amérique.

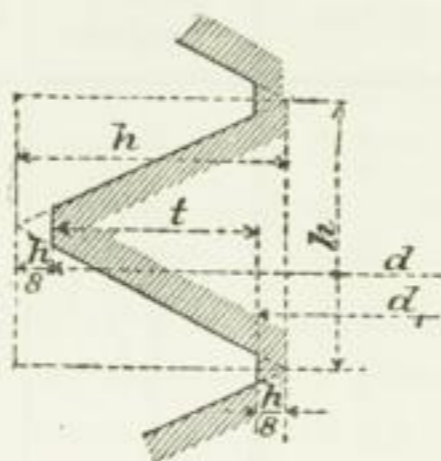
Filetage allemand.

Fig. 42.

Les tentatives faites pour établir un système de filetage basé sur les mesures métriques ont engagé l'Union des Ingénieurs allemands à admettre ce mode de filetage, dont les grandes lignes sont dues à *Delisle*¹.

Le filetage allemand a pour base un triangle isosèle inscrit dans le carré et dont l'angle à l'arête atteint $53^{\circ} 8'$; à l'arête et au fond du pas, la hauteur est réduite d'environ $\frac{1}{8}$ par un aplatissement.

Le tableau comparatif suivant contient, outre les filets pour les diamètres de boulons de 6 à 40 mm, adoptés en 1888 par l'Union des Ingénieurs allemands, ceux des boulons de 1 à 10 mm de diamètre adoptés pour la mécanique de précision et l'industrie électrique en 1893, ainsi que les filets pour boulons de 44 à 160 mm de diamètre, d'après les prescriptions de *Delisle*.

¹ Les publications de l'Union des Ingénieurs allemands, dans les années 1875 à 1888 de sa Revue, fournissent des renseignements sur les raisons que l'on a fait valoir pour et contre l'établissement d'un système métrique de filetage, en faveur de l'arrondissement contre l'aplatissement ou en faveur de l'aplatissement contre l'arrondissement du profil des filets. Les mémoires échangés entre la Société allemande et le *Franklin-Institute* ont notablement contribué à la décision finale (*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1887, pages 578 et suivantes).

On peut se reporter à la même source au sujet des dernières discussions qui ont conduit à l'adoption du filet, fig. 42, 1888, pages 883 et suivantes.

Le tableau comparatif ci-après contient déjà les modifications approuvées en 1893, par l'Union des Ingénieurs allemands, pour les vis de 6 à 9 mm de diamètre afin d'unifier la graduation des numéros fins de filets adoptés par la mécanique de précision et l'industrie électrique (jusqu'à 10 mm de diamètre). Voir, à ce sujet, la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1893, p. 1440.

Un avis de l'Etablissement royal physique et technique de Charlottenbourg, en date du 5 juin 1894, a fait connaître les règles conformément auxquelles il se charge de l'essai et de la vérification des vis exécutées d'après ce système de filetage (*Centralblatt für das deutsche Reich*, n° 26, page 291; *Zeitschrift für Instrumentenkunde*, 1894, août, page 285).

J. E. Reinecker, à Chemnitz, s'est particulièrement occupé du perfectionnement des outils destinés à la taille des vis et écrous d'après le filetage allemand.

D'après l'expérience acquise jusqu'à ce jour, le maintien de la forme exacte, avec les petits côtés verticaux (fig. 41 et 42), rend l'usure des outils à tailler, notablement plus grande qu'elle ne l'est avec les vis à filet arrondi (fig. 40). C'est ce que la réflexion permet de prévoir.

Diamètre extérieur du filet d mm	Hauteur du pas h mm	Saillie du filet t mm	Diamètre du noyau d_1 mm	Largueur de clef l mm
1	0,25	0,1875	0,625	—
1,2	0,25	0,1875	0,825	—
1,4	0,3	0,225	0,95	—
1,7	0,35	0,2625	1,175	—
2	0,4	0,30	1,4	—
2,3	0,4	0,30	1,7	—
2,6	0,45	0,3375	1,925	—
3	0,5	0,375	2,25	—
3,5	0,6	0,45	2,6	—
4	0,7	0,525	2,95	—
4,5	0,75	0,5625	3,375	—
5	0,8	0,60	3,8	—
5,5	0,9	0,675	4,15	—
6	1,0	0,75	4,5	12
7	1,1	0,825	5,35	14
8	1,2	0,9	6,2	16
9	1,3	0,975	7,05	18
10	1,4	1,05	7,9	18
12	1,6	1,2	9,6	22
14	1,8	1,35	11,3	25
16	2,0	1,5	13,0	28
18	2,2	1,65	14,7	31
20	2,4	1,8	16,4	34
22	2,8	2,1	17,8	37
24	2,8	2,1	19,8	40
26	3,2	2,4	21,2	43
28	3,2	2,4	23,2	46
30	3,6	2,7	24,6	49
32	3,6	2,7	26,6	52
36	4,0	3,0	30,0	58
40	4,4	3,3	33,4	64
44	4,8	3,6	36,8	—
48	4,8	3,6	40,8	—
52	5,2	3,9	44,2	—
56	5,2	3,9	48,2	—
60	5,6	4,2	51,6	—
64	5,6	4,2	55,6	—
72	6,0	4,5	63	—
80	6,4	4,8	70,4	—
88	7,2	5,4	77,2	—
96	7,2	5,4	85,2	—
104	8,0	6,0	92	—
112	8,0	6,0	100	—
120	8,8	6,6	106,8	—
128	8,8	6,6	114,8	—
136	9,6	7,2	121,6	—
144	9,6	7,2	129,6	—
152	10,4	7,8	136,4	—
160	10,4	7,8	144,4	—

Les efforts en faveur de l'introduction du filetage *Delisle* en Allemagne ont subi, au milieu de l'année 1890, une vive opposition, moins dirigée d'ailleurs contre le système lui-même que suscitée par la crainte de voir les exportations de l'Allemagne, isolée, perdre de leur importance. En conséquence, l'assemblée générale de l'Union des Ingénieurs allemands a résolu, en 1895, de s'efforcer d'obtenir la solution internationale du problème.

Dans ce but a eu lieu, en novembre 1897, à Zurich, avec la participation de l'Union des Constructeurs suisses de machines, de l'Union des Ingénieurs allemands et de la Société française d'Encouragement pour l'Industrie nationale, une conférence dans laquelle on est arrivé aux conventions suivantes.

Angle du filet 60° , avec aplatissement de $\frac{a}{8}$ comme celui admis par Sellers. Cependant le filet de la vis sur le noyau et celui de l'écrou, extérieurement, conservent l'arrondissement proposé par les Allemands et représenté, pour la vis, sur la figure 43. D'après cela, en désignant par h la hauteur du pas,

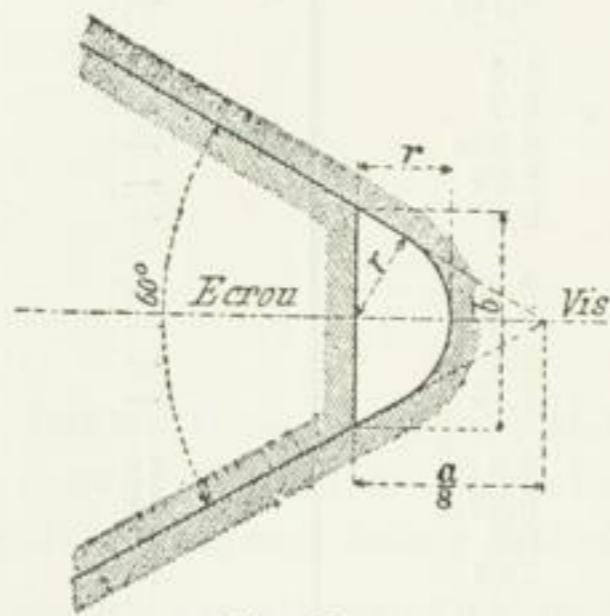


Fig. 43.

filet de vis, est $\frac{h}{32}$.

$$a = 0,866 h$$

$$\text{saillie du filet } t = \frac{3}{4} a = 0,65 h,$$

$$r = \frac{a}{16},$$

$$b = \frac{h}{8},$$

de façon que la partie de surface du filet restant, entre l'aplatissement du filet d'écrou et l'arrondissement du

Dans cet arrondissement, conservé aussi au fond du filet de l'écrou, on doit voir un perfectionnement important du filetage *Sellers*.



Fig. 44.



Fig. 45.

En outre de la section rectangulaire (fig. 34 et 36), on trouve pour les *vis de mouvement* des sections arrondies, à peu près comme celle de la figure 44, ou, quand la pression agit sur la vis dans un seul sens, comme par exemple cela se produit avec les vis d'arrêt ou de presses, des profils trapézoïdaux (les deux côtés parallèles du trapèze dans le sens de l'axe de la vis, auquel l'un des deux autres côtés est perpendiculaire); on voit aussi des filets comme celui de la figure 45.

2. Calcul des vis.

Nous distinguons dans ce calcul :

- les vis qui se trouvent en repos quand la force de traction ou de pression Q agit dans le sens de l'axe, de façon que le noyau ne soit soumis qu'à une traction ou une pression ;
- les vis que l'on fait tourner ou dont on fait tourner l'écrou, pendant que Q agit dans la direction de l'axe, de façon que le noyau soit simultanément soumis à la traction ou à la pression et à la torsion ;
- les assemblages à vis qui ont à supporter des forces dirigées transversalement à l'axe de la vis.

a. Vis dont le noyau n'est soumis qu'à une traction ou une pression.

Ces vis se distinguent aussi par la propriété qu'elles ont de ne pas être entraînées avec la charge.

La figure 46 montre un cas de ce genre, en supposant que la charge de Q kilogrammes agisse seulement sur l'œillet lorsqu'il a été vissé à sa place.

Le diamètre d_1 du noyau se détermine, en négligeant l'influence du filetage sur la résistance¹, d'après :

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 k_t = Q \quad (153)$$

S'il s'agit de trouver immédiatement le diamètre extérieur d du filet, appelé par abréviation diamètre ou grosseur de la vis, on peut le faire de la manière suivante :

De l'équation 153 on tire :

$$Q = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 d^2 k_t.$$

Or, comme le rapport des sections $(d_1 : d)^2$ est, pour les vis du système Whitworth :

pour $d = \frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$1 \frac{1}{8}$	$1 \frac{5}{8}$ '' ,
12,7	15,9	28,6	41,3 mm,
$(d_1 : d)^2 = 0,62$	0,66	0,70	0,71 » ,

et pour les vis du système allemand :

pour $d = 12$	16	28	40 mm,
$(d_1 : d)^2 = 0,64$	0,66	0,69	0,70 » ,

d'après cela, avec $(d_1 : d)^2 = 0,64$:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot 0,64 d^2 k_t = 0,503 k_t d^2 = \approx 0,5 k_t d^2 \quad (153 a)$$

d'où l'on déduit pour du *fer soudant* ordinaire avec le mode de charge b , tableaux comparatifs des pages 38 et 39, et $k_t = 600$ kg, la valeur que l'on doit choisir en supposant que le métal n'ait pas souffert pendant l'exécution de la vis et soit, par conséquent, parfaitement sain,

$$Q = 300 d^2 \quad (154)$$

La supposition qui vient d'être exprimée ne se réalise que si la vis est fabriquée sur le tour, ou à l'aide d'une bonne filière, bien affilée, ou sur des machines appropriées ; mais, dans tous les cas, avec des soins particuliers. Pour les vis de qualité moyenne, la charge admissible diminue de façon que l'on peut poser :

$$Q = 240 d^2, \quad (155)$$

ce qui correspond à $k_t = 0,8 \cdot 600 = 480$ kg.

¹ Voir, au sujet de cette influence, la note au bas de la page 109.

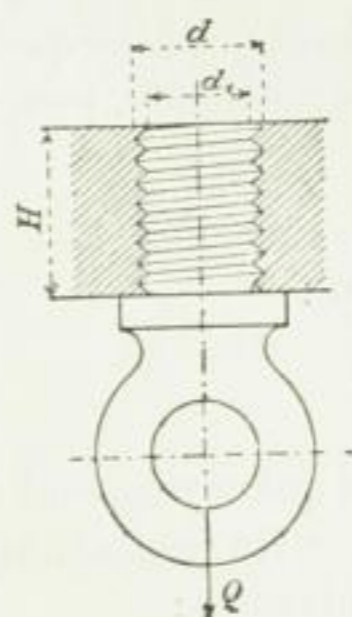


Fig. 46.

Pour le mode de charge a , d'ailleurs peu fréquent, tableau comparatif de la page 39, on peut élever les coefficients des équations 154 et 155 dans le rapport de 600 : 900 = 2 : 3. De même, si le fer employé est de qualité supérieure, ou dans le cas où l'on adopte l'acier, on peut augmenter les coefficients conformément au tableau comparatif mentionné ci-dessus et aux remarques des pages 39 et suivantes.

Comme le rapport $(d_1 : d)^2$ augmente pour les vis plus grosses, on peut charger ces dernières plus que les relations 153 a , 154 et 155, déduites de l'égalité 153 l'indiquent. On a par exemple, pour des vis de 40 mm de diamètre,

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot 0,70 d^2 k_t = 0,55 \cdot 600 d^2 = 330 d^2,$$

ou :

$$Q = 330 \cdot \frac{240}{300} d^2 = 264 d^2,$$

ce qui correspond à une augmentation de 10 %.

On peut déterminer approximativement la hauteur de l'écrou d'après les considérations suivantes :

Pour le filet, fig. 42, le bras de levier sur lequel agit la force qui tend à rompre le filet à sa base est, à peu près :

$$\frac{1}{2} t = \frac{1}{2} \left(h \mp 2 \frac{h}{8} \right) = \frac{3}{8} h.$$

Avec n filets porteurs et si l'on doit baser le calcul sur le travail à la flexion, il conviendrait de poser, pour la section de rupture, la largeur $\pi d_1 n$ et la hauteur $\frac{7}{8} h$, on aurait alors :

$$Q \frac{3}{8} h = \frac{1}{6} \tau_f \pi d_1 n \left(\frac{7}{8} h \right)^2,$$

d'où l'on déduit, pour l'effort à la flexion,

$$\tau_f = \frac{Q}{0,34 \pi n d_1 h}.$$

Le plus grand effort de cisaillement θ_c , pour la même section, résulte de la formule 48, cet effort est :

$$\theta_c = \frac{3}{2} \frac{Q}{\pi d_1 n \frac{7}{8} h} = \frac{Q}{0,58 \pi n d_1 h},$$

il est donc essentiellement d'autant plus inférieur à τ_f , que la flexion domine, ce qui pourrait aussi se déduire *a priori* de la remarque n° 11b, p. 26. On a ainsi :

$$Q = 0,34 \pi n k_f d_1 h.$$

D'après la formule 153, on a :

$$0,34 \pi n k_f d_1 h = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_t,$$

d'après quoi l'on calcule la longueur de vis nh dont le filet doit supporter la charge ; cette longueur est :

$$nh = \frac{1}{1,36} \frac{k_t}{k_f} d_1.$$

Si l'on considère que pour k_t c'est la fibre longitudinale et pour k_f la résistance perpendiculaire à cette fibre qui entrent en jeu, on doit adopter $k_f < k_t$; si l'on considère en outre que l'on ne peut compter avec certitude sur le contact uniforme de tous les tours de filet, et surtout qu'une partie seulement des filets supérieur et inférieur de l'écrou peut être considérée comme portante (voir fig. 47), on introduit dans le calcul, pour la hauteur H de l'écrou,

$$H = d \quad (156)$$

en supposant qu'il soit fait du même métal que la vis.

Si le métal de la vis est parfaitement homogène, comme par exemple le bon fer fondu, on peut prendre $k_t = k_f$ et par suite H un peu plus petit que d , d'après la considération exposée ci-dessus.

Le travail à la flexion du filet de l'écrou pour lequel, en réalité, la largeur est πd pour un filet, sera un peu moindre que celui du filet de la vis pour lequel on a la largeur πd_1 .

Si l'écrou est d'une matière autre et moins résistante que celle de la vis et si l'on désigne pour la flexion :

k_{fe} la charge admissible pour la matière de l'écrou,
 k_{fv} » » » » de la vis,

la hauteur de l'écrou atteint :

$$H = \frac{k_{fv}}{k_{fe}} \cdot \frac{\pi d_1}{\pi d} d = \frac{k_{fv}}{k_{fe}} d_1 \quad (157)$$

Si, par exemple, l'écrou est en bronze de bonne qualité pour lequel on doit poser ici, en supposant le mode de charge b (pages 38 et 39 et pages 76 et suivantes), $k_{fe} = 300$, on trouve avec une vis en fer soudant et en supposant, conformément à la remarque ci-dessus $k_f = 0,8 \cdot 600 = 480$ kg,

$$H = \frac{480}{300} d_1 = 1,6 d_1 = \approx 1,5 d \quad (158)$$

On peut, à la rigueur, conserver la même valeur pour les écrous en fonte, bien que l'on soit plus exposé, dans ce cas, à un cisaillement qu'à une fracture du filet. Avec l'insécurité très évidente des filets en fonte, les calculs analogues à ceux que l'on exécute pour le fer malléable et le bronze n'ont que peu de valeur. Il faut éviter, autant que possible, les filets de vis en fonte et, quand on ne peut les éviter, le nombre des filets doit être largement calculé, c'est-à-dire que l'on doit prendre, autant que cela peut se faire, $H = 2 d$.

Si l'on ne peut employer un écrou aussi haut, il faut augmenter le diamètre de la vis, pour le mettre en rapport avec la hauteur de l'écrou admissible. Naturellement, on ne profite pas alors de toute la résistance du noyau de la vis.

Quand le filet a, par exemple, une forme comme celle de la figure 45, avec laquelle il y a plutôt tendance à un excès de pression entre les surfaces du filet de la vis et celles du filet de l'écrou qu'à une rupture ou un cisaillement du filet, cette pression détermine le nombre nécessaire des filets porteurs, ainsi que la hauteur de l'écrou.

Il est commode, partout où l'on emploie le système Whitworth, de donner immédiatement les diamètres d des vis en pouces anglais. Prenons — comme ci-dessus — $(d_1 : d)^2 = 0,64$, on tire, dans les hypothèses qui ont conduit à l'égalité 154, et en raison de ce qu'un pouce carré anglais = 6,45 cmq,



Fig. 47.

$$Q = 0,503 \cdot 600 \cdot 6,45 d^2 = \approx 2000 d^2 \quad (159)$$

avec d en pouces anglais et Q en kg.

D'après l'égalité 155 on a aussi, en supposant les mêmes unités de mesure :

$$Q = 1600 d^2 \quad (160)$$

Au point de vue du changement que les valeurs numériques peuvent subir dans les équations 159 et 160, il convient de se reporter aux remarques relatives aux équations 154 et 155.

Les vis à filet rectangulaire se calculent d'une manière tout à fait analogue. Voir à ce sujet les pages 114 et suivantes.

Quand la vis est soumise à la pression, il ne faut pas perdre de vue la possibilité du cas de pression en bout (page 17, art. 3). On a en outre, même avec des vis courtes, à considérer fréquemment la possibilité d'un travail à la flexion. Voir, à ce sujet, les notes au bas de la page 111.

b. Vis dont le NOYAU est soumis à une TRACTION ou une PRESSION ainsi qu'à une TORSION.

On applique à ces vis la désignation de vis tirées avec la charge ; *leurs surfaces hélicoïdales et celles de l'écrou, pressées les unes contre les autres par la charge, glissent les unes sur les autres.* La pression k sur les surfaces de contact ne doit pas dépasser une certaine grandeur, de façon que, pour n filets porteurs, on ait :

$$Q \leq k \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) n, \quad (161)$$

en supposant que le diamètre intérieur du filet d'écrou ne soit que très peu supérieur à d_1 ; dans le cas contraire, il y aurait lieu de substituer à d_1 le diamètre indiqué du filet d'écrou.

Pour les *vis à scellement et d'arrêt*, k est au plus égal, quand du fer soudant ou fondu glisse sur la même matière ou sur du bronze, à 150 kg, quand de l'acier fondu glisse sur de l'acier fondu ou sur du bronze, à . . . 200 ».

La pression entre un écrou en fer soudant ou fondu et son point d'appui composé de la même matière ne doit pas dépasser 200 kg.

Avec les *vis mobiles* des presses, etc., il faut considérer les moitiés des nombres ci-dessus comme valeurs *limites supérieures* pour k . Plus il est possible d'assurer l'entretien de la couche nécessaire de matière lubrifiante entre les surfaces qui glissent l'une sur l'autre, plus on peut donner de valeur à k , toutes les autres conditions restant égales (voir ce qui est dit sur k à propos des tourillons et particulièrement des tourillons à cannelures).

La vis elle-même est soumise à la torsion par le moment Pl , fig. 48. Si ce moment agit sur la vis entre l'écrou et le point d'application de la charge, comme par exemple sur la figure 49, il faut le faire entrer tout entier en ligne de compte. S'il agit, au contraire, de l'autre côté de l'écrou, fig. 48, on n'a, à la rigueur, à tenir compte que d'une partie de ce moment et d'une partie de la charge, c'est-à-dire des efforts dont l'action simultanée porte la fatigue de la matière à son maximum.

Les développements qui suivent se rapportent au premier cas. Les résultats peuvent ensuite s'appliquer en toute sécurité au second cas ; si, cependant, on ne veut pas profiter

de la sécurité plus grande disponible avec ce dernier, il reste seulement à établir les calculs en vue des conditions spéciales.

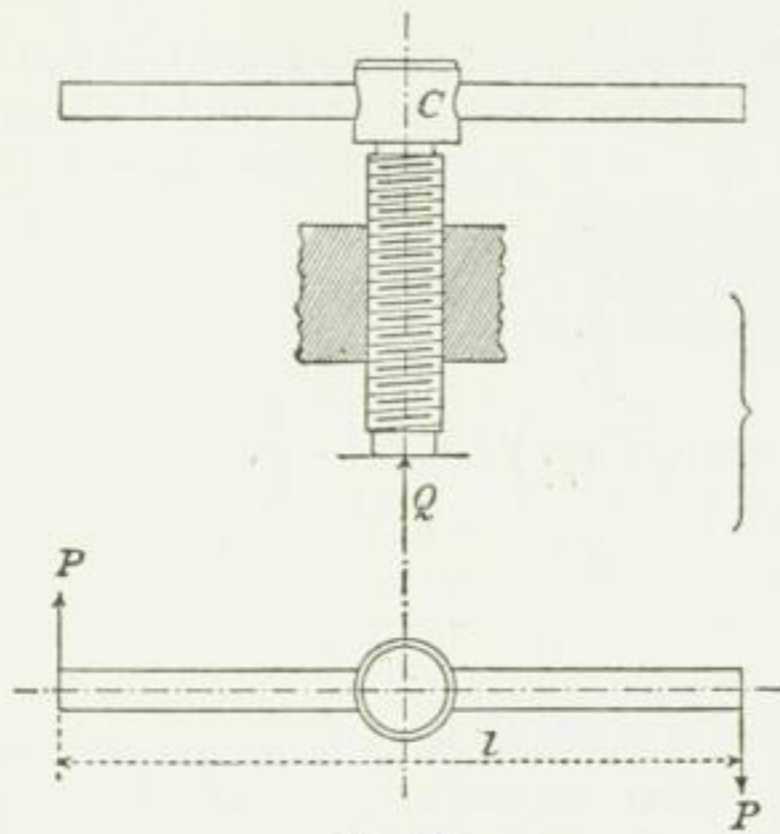


Fig. 48.

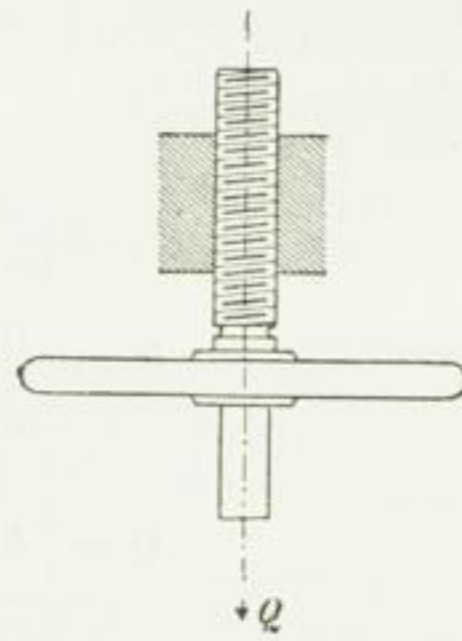


Fig. 49.

Pour les vis à filet rectangulaire, le moment est :

$$Pl = Qr \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = Qr \frac{\operatorname{tg} \alpha + \mu}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha} \quad (150)$$

pour les vis à filet triangulaire, fig. 40, 41 et 42 :

$$Pl = Qr \frac{\operatorname{tg} \alpha + 1,12 \mu}{1 - 1,12 \mu \operatorname{tg} \alpha} \quad (162)$$

Dans les deux cas, r désigne le rayon de l'hélice moyenne, c'est-à-dire la moyenne arithmétique des rayons intérieur et extérieur du filet.

De l'équation 162 on tire, avec $\operatorname{tg} \alpha = 0,04$, $\mu = 0,15$ et $r = 0,55 d_1$.

$$Pl = Q \cdot 0,55 d_1 \cdot 0,2 = 0,11 Q d_1 \quad (163)$$

Si la vis est simultanément soumise à la traction et à la torsion, l'égalité 79 de la page 25 donne :

$$k_t = 0,35 \tau + 0,65 \sqrt{\tau^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2},$$

d'où l'on tire, en négligeant l'influence du pas de vis sur la résistance ¹, avec :

$$\tau = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}, \theta = \frac{0,11 Q d_1}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{0,11 Q}{\frac{\pi}{16} d_1^2}$$

¹ Pour élucider les effets de cette influence, l'auteur a exécuté avec des vis en fer soudant et en fer fondu, des expériences qu'il a publiées dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, p. 854 à 860 et 889 à 894, et dont voici quelques résultats principaux.

Des vis en fer soudant, à filet à droite, tordues par un moment dirigé vers la gauche, ont subi, extérieurement, des déchirures, ou des arrachements du filet, comme on peut le reconnaître clairement d'après les figures 50 à 53; cependant ces vis n'avaient été soumises qu'à un effort incapable d'épuiser la résistance à la torsion de la section transversale du noyau, et qui, en moyenne, ne s'élevait, en nombre rond, qu'à 0,8 de la résistance à la torsion de cette section.

on obtient :

$$k_t = \frac{4Q}{\pi d_1^3} \left[0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4(\alpha_0 \cdot 0,44)^2} \right].$$

Comme le serrage de l'écrou d'une vis de scellement ne dure que très peu de temps, on doit admettre pour l'effort admissible de torsion, dans le cas d'emploi du fer soudant, $k_r = 360$ (mode de charge *a*, pages 38 et 39); on a par suite, avec $k_t = 600$ (mode de charge *b*) :

$$\alpha_0 = \frac{k_t}{1,3 k_r} = \frac{600}{1,3 \cdot 360} = \approx \frac{4}{3},$$

$$k_t = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^3} \left(0,35 + 0,65 \sqrt{2,377} \right) = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^3} \cdot \frac{4}{3},$$

$$Q = \frac{3}{4} k_t \frac{\pi}{4} d_1^3 \quad (164)$$

D'après cela, la charge d'une vis qui doit être attirée avec la charge est, en nombre rond, les trois quarts de la force à laquelle cette vis est soumise quand elle ne se déplace pas avec la charge¹ (Egalités 154, 155, 159 et 160).

Les figures 50 et 52 se rapportent à des vis en fer soudant étiré, les figures 51 et 53 à des vis de fer soudant ordinaire (n'ayant pas été préalablement soumis à un effort excessif).

Les vis en fer soudant, à pas à gauche, ne présentent pas ces tendances à l'arrachement sous l'influence d'un moment de torsion dirigé à gauche; les vis en fer soudant, à pas à droite, ne les présentent pas davantage sous l'influence d'un moment de torsion dirigé vers la droite.

Avec des vis en fer fondu tenace, il ne se produit généralement pas de déchirures (ce qui constitue, soit dit en passant, un motif de préférence du fer fondu sur le fer soudant; un autre motif est fourni par la comparaison de l'aspect extérieur des tiges de fer soudant, tordues, fig. 54 à 58, avec celui des tiges de fer fondu, également tordues, fig. 59 et 60. Voir aussi, à ce sujet, le second paragraphe de la page 70.

Des tiges rondes subissent une augmentation de longueur lorsqu'on les tord.

Pour les vis, la torsion, par un moment dirigé vers la gauche, a pour résultat un allongement quand ces vis sont à droite et un raccourcissement quand elles sont à gauche. Dans le premier cas, la hauteur du pas est réduite, elle est augmentée dans le second.

La résistance des vis à la traction est plus grande que celle des tiges rondes de même matière (fer soudant ou fondu) cela résulte de l'obstacle opposé à la contraction transversale.

La résistance à la torsion des vis à droite en fer soudant est, avec un moment de torsion dirigé à gauche, inférieure à celle des tiges rondes de même matière.

Pour du fer fondu tordu par un moment dirigé à gauche, la résistance à la torsion des vis à pas à droite est à peu près égale à celle des tiges rondes, au contraire, celle des vis à pas à gauche est moindre.

Bien que la résistance à la traction des vis en fer soudant étiré soit notablement plus grande que celle des vis en fer soudant non étiré il ne paraît en être de même que dans une moindre mesure pour la résistance à la torsion. (Il résulte des remarques, pages 56 à 58, titre *b*, que la ténacité est fortement réduite par l'étirage de la matière.) Au sujet des autres résultats d'expériences, on peut se reporter à la publication citée.

¹ Si le travail à la torsion est égal à celui à la traction, c'est-à-dire si tous deux sont égaux pour les modes de charge *a* ou *b* (pages 38 et 39), on trouve :

$$\alpha_0 = \frac{900}{1,3 \cdot 360} = \approx 2, \text{ ou } \alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 240} = \approx 2,$$

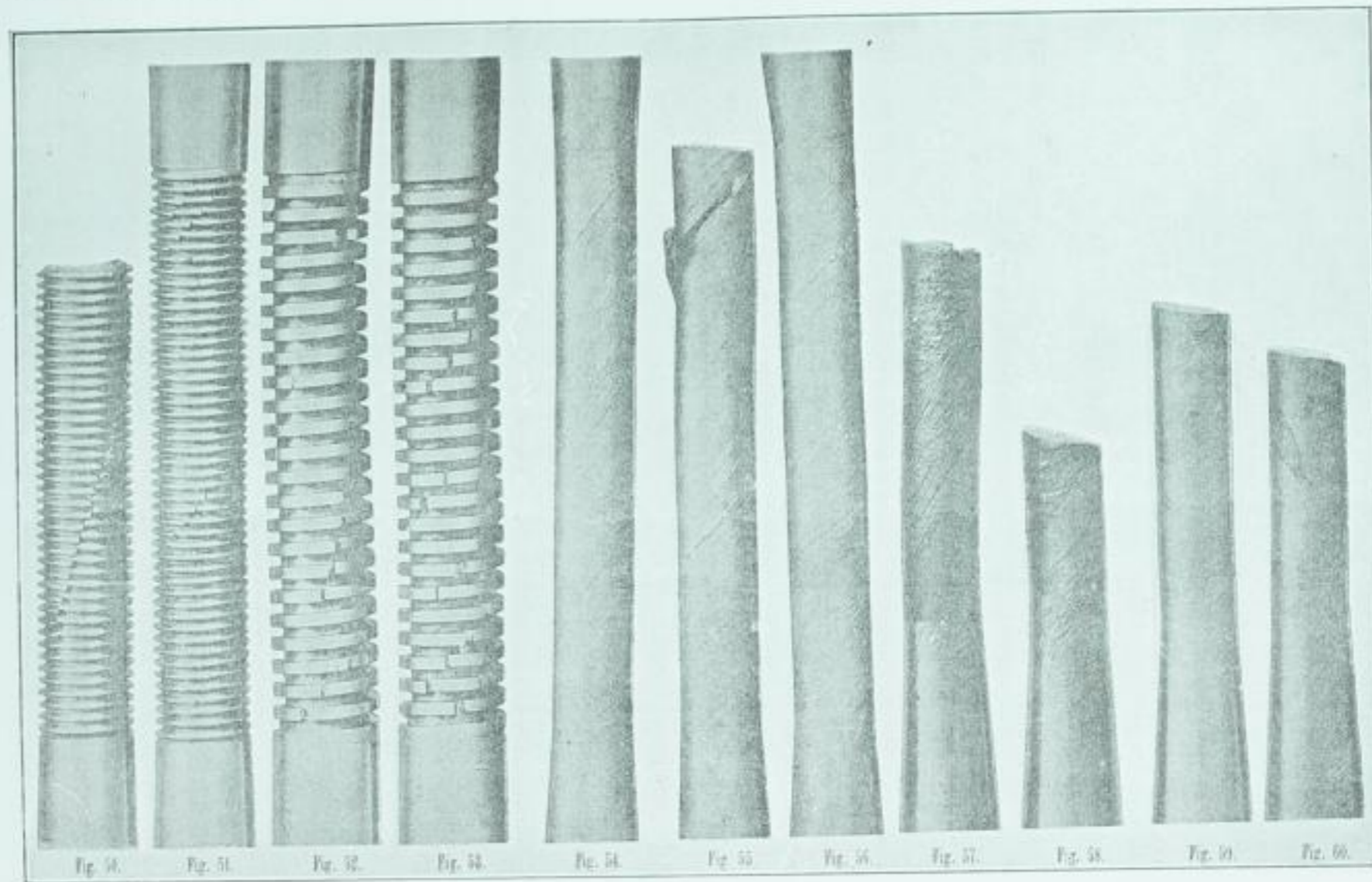
et :

$$k_t = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^3} \left[0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4(2 \cdot 0,44)^2} \right],$$

$$Q = \approx 0,6 k_t \frac{\pi}{4} d_1^3 \quad (167)$$

C'est-à-dire que la charge n'atteint plus trois quarts, mais seulement six dixièmes de la force à laquelle cette vis doit être soumise, en admettant qu'elle ne soit pas attirée avec la charge.

fatigue



On a, par conséquent, pour des vis *en fer soudant* de diamètre extérieur d , exécutées avec beaucoup de soin (voir la remarque relative à l'équation 154)¹ :

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{3}{4} 300 d^2 = 225 d^2, \text{ avec } d \text{ en cm.} \\ Q &= \frac{3}{4} 2000 d^2 = 1500 d^2, \text{ avec } d \text{ en pouces anglais.} \end{aligned} \right\} (165)$$

Pour des vis de qualité moyenne :

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{3}{4} 240 d^2 = 180 d^2, \text{ avec } d \text{ en cm.} \\ Q &= \frac{3}{4} 1600 d^2 = 1200 d^2, \text{ avec } d \text{ en pouces anglais.} \end{aligned} \right\} (166)$$

Quant à la modification que les coefficients peuvent subir dans les équations 165 et 166, il y a lieu de se reporter à la remarque concernant les équations 154 et 155 en observant que l'emploi d'une matière homogène, telle que le fer ou l'acier fondu, au lieu du fer soudant, modifiera aussi, en général, le coefficient de correction α_0 .

La plupart des vis de fixation fatiguent parce que, fortement serrées tout d'abord, elles doivent être serrées de nouveau pendant leur service et subir un effort supplémentaire dont la grandeur dépend surtout de celui qui produit le serrage. Pour de grosses vis, c'est-à-dire des vis ayant un diamètre d'environ $7/8$ de pouce anglais, on tiendra en général suffisamment compte de cet effort additionnel en réduisant d'environ un quart les coefficients des équations 165 et 166. Cela ne suffit pas pour les vis moins grosses, parce qu'elles sont beaucoup plus exposées au danger d'un serrage exagéré, si ces vis se trouvent dans quelques conditions défavorables ; si, par exemple, l'écrou porte d'un seul côté, ce qui peut donner lieu à d'importants efforts de flexion², ces conditions doivent avoir beaucoup plus d'influence que sur de grosses vis. C'est en raison de cela que l'on a coutume d'énoncer en premier lieu, et comme règle, qu'il y a lieu d'éviter autant que possible, dans la construction des machines, l'emploi de vis d'un diamètre inférieur à $5/8$ de pouce anglais ou 16 mm de diamètre et, en second lieu, de compter pour les vis moins grosses, sur un effort admissible d'autant moindre que le diamètre est plus petit. — c'est ce que l'on a fait, dans le tableau comparatif ci-après, pour les colonnes 10 et 11. — on peut aussi ajouter au diamètre une constante qui, naturellement, a pour les petites valeurs du diamètre des vis une influence relativement plus grande que pour les grands diamètres. Cependant les règles de ce genre ne sont pas générales et s'appliquent seulement aux modes spéciaux d'emploi des vis. On

D'après cela, par exemple, les égalités 165 et 166, pour le mode de charge a dont il n'y a lieu de tenir compte que par exception (pages 38 et 39), se transforment en :

$$Q = 1,5 \cdot 300 \cdot 0,6 d^2 = 270 d^2, \text{ ou } Q = 1,5 \cdot 2000 \cdot 0,6 d^2 = 1800 d^2, \quad (165 a)$$

$$Q = 1,5 \cdot 240 \cdot 0,6 d^2 = 216 d^2, \text{ » } Q = 1,5 \cdot 1600 \cdot 0,6 d^2 = 1440 d^2. \quad (166 a)$$

¹ Il convient en outre, pour les vis tirées avec la charge, que l'écrou tournant sur la vis ne porte pas obliquement sur elle. Cette obliquité, indépendamment du report de la charge sur un seul elle côté du filet, a pour résultat de faire travailler la vis à la flexion, et se montre surtout dangereuse quand vient de l'écrou, parce que si l'on continue à tourner ce dernier, on fait subir à une autre partie de la périphérie du boulon le plus grand effort de flexion. Les conditions se présentent d'une manière analogue quand l'écrou ne portant que sur un côté l'on entraîne la charge en faisant tourner la vis (voir aussi la note ci-dessous).

² Ces efforts agissant par flexion seront ultérieurement mis en évidence à plusieurs reprises et il suffit, pour en constater l'existence, d'examiner les figures 436, 437, 440, 441, 442, 443, 498, 499, etc. ; ils méritent toute l'attention du constructeur et des industriels. Toutes conditions égales d'ailleurs, si l'écrou d'une vis ou sa tête appuie d'un seul côté, l'inconvénient est d'autant plus grand que la vis est plus courte par rapport à son diamètre et que la ténacité de la matière de la vis est moins grande.

peut se reporter, à cet égard, à l'égalité 513 et aux points qui s'y trouvent indiqués, relativement au calcul des boulons de brides, ainsi qu'à l'influence susceptible d'être exercée par l'élasticité de la garniture employée, etc.

Le tableau comparatif de la page suivante donne les efforts admissibles Q pour les vis du système Whitworth, avec la base de $k_t = 600 \text{ kg}$ (voir les remarques qui suivent ce tableau). Si l'on peut admettre, d'après le tableau comparatif de la page 39, et les remarques qui s'y rapportent, une valeur plus grande pour k_t , on peut prendre Q d'une grandeur proportionnellement plus grande. Si l'on adopte, par exemple, un fer fondu de qualité supérieure pour lequel, avec le même mode de charge, on peut porter k_t à 800 kg , il paraît admissible d'élever la valeur de Q dans la proportion de $600 : 800 = 3 : 4$.

Diamètre et section du filet					Charge admissible des vis sous l'effort de traction Q					
Diamètre extérieur d		Noyau			Vis dont le noyau ne travaille qu'à la traction		Vis dont le noyau travaille à la traction et à la torsion		Vis relativement serrés tout d'abord avec force et serrés de nouveau pendant leur service, comme par exemple les boulons de brides	
		Diamètre d_1		Section $\frac{\pi}{4} d_1^2$						
Pouces anglais	mm	Pouces anglais	mm	cmq	kg	kg	kg	kg	kg	kg
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\frac{1}{4}$	6,35	0,186	4,72	0,175	84	105	63	79	44	48
$\frac{5}{16}$	7,94	0,241	6,12	0,294	141	176	106	132	32	40
$\frac{3}{8}$	9,52	0,295	7,49	0,441	212	265	159	198	60	75
$\frac{7}{16}$	11,11	0,346	8,79	0,607	291	364	218	273	98	123
$\frac{1}{2}$	12,70	0,393	9,98	0,78	375	469	281	351	147	184
$\frac{5}{8}$	15,87	0,509	12,93	1,31	629	786	472	590	283	354
$\frac{3}{4}$	19,05	0,622	15,80	1,96	941	1176	706	882	476	595
$\frac{7}{8}$	22,22	0,733	18,62	2,72	1306	1632	979	1224	734	918
1	25,40	0,840	21,33	3,57	1714	2142	1286	1607	964	1205
$1 \frac{1}{8}$	28,57	0,942	23,93	4,50	2160	2700	1620	2025	1215	1519
$1 \frac{1}{4}$	31,75	1,067	27,10	5,77	2770	3462	2078	2597	1558	1948
$1 \frac{3}{8}$	34,98	1,162	29,51	6,84	3283	4104	2462	3078	1847	2309
$1 \frac{1}{2}$	38,10	1,287	32,69	8,39	4027	5034	3020	3776	2265	2831
$1 \frac{5}{8}$	41,27	1,369	34,77	9,50	4560	5700	3420	4275	2565	3206
$1 \frac{3}{4}$	44,45	1,494	37,95	11,31	5429	6786	4072	5090	3054	3818
$1 \frac{7}{8}$	47,62	1,591	40,41	12,83	6158	7698	4619	5774	3464	4330
2	50,80	1,716	43,59	14,92	7162	8952	5371	6714	4028	5036
$2 \frac{1}{4}$	57,15	1,930	49,02	18,87	9058	11322	6794	8492	5095	6369
$2 \frac{1}{2}$	63,50	2,180	55,37	24,08	11558	14448	8669	10836	6502	8127
$2 \frac{3}{4}$	69,85	2,384	60,55	28,80	13824	17280	10368	12960	7776	9720
3	76,20	2,634	66,90	35,15	16872	21090	12654	15818	9491	11864

Remarques.

Les colonnes 6, 8 et 10 se rapportent à des vis de qualité moyenne et les colonnes 7, 9 et 11 à des vis fabriquées avec des soins particuliers.

Les valeurs des colonnes 6 à 11 sont calculées de la manière suivante :

<p style="text-align: center;">Colonne 6</p> $Q = 480 \frac{\pi}{4} d_1^2$ <p style="text-align: center;">(voir art. a, pages 105 et 106).</p> <p style="text-align: center;">Colonne 8</p> $Q = \frac{3}{4} \cdot 480 \frac{\pi}{4} d_1^2 = 360 \frac{\pi}{4} d_1^2$ <p style="text-align: center;">(voir art. b, pages 108, 110 et 111).</p> <p style="text-align: center;">Colonne 10</p> $Q = \frac{3}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot 480 \frac{\pi}{4} d_1^2 = 270 \frac{\pi}{4} d_1^2$	<p style="text-align: center;">Colonne 7</p> $600 \frac{\pi}{4} d_1^2$ <p style="text-align: center;">Colonne 9</p> $\frac{3}{4} \cdot 600 \frac{\pi}{4} d_1^2 = 450 \frac{\pi}{4} d_1^2$ <p style="text-align: center;">Colonne 11</p> $\frac{3}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot 600 \frac{\pi}{4} d_1^2 = 337,5 \frac{\pi}{4} d_1^2$
--	---

en réduisant les valeurs pour les vis de $3/4$ à $1/4$ de pouce (voir ci-dessus la note 2, page 111), de façon que tout abaissement nouveau de l'effort de traction admis pour Q soit basé sur 10⁰‰.

La hauteur H des écrous, pour des vis entraînées avec la charge dépend, comme je l'ai déjà signalé, non seulement des conditions de résistance, mais aussi de la pression sur les surfaces des filets de vis et d'écrou.

Pour les vis de fixation à *filet triangulaire* — écrou et vis de même matière, on doit ordinairement prendre :

$$H = d.$$

A cette dimension correspond, d'après l'égalité 161, la pression à l'unité de surface :

$$k = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) n}, \quad (169)$$

ou, en tenant compte de l'égalité 164 :

$$k = \frac{3}{4} k_t \frac{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right] n} \quad (170)$$

où k_t signifie l'effort de traction admissible pour la matière considérée.

D'après ce qui précède on trouve, par exemple, pour les vis :

	au pas Whitworth				au pas allemand	
pour	$d = 5/8$	$1 1/8$	$1 3/8$	16 mm	28 mm	40 mm,
avec	$n = 6,5$	7,5	7,5	7,5	8	8,5
»	$(d_1 : d)^2 = 0,66$	0,70	0,71	0,66	0,69	0,70
	$k = 0,22 k_t$	$0,23 k_t$	$0,24 k_t$	$0,19 k_t$	$0,21 k_t$	$0,21 k_t$

Si l'on réalise les hypothèses d'après lesquelles on peut poser ici, pour le fer soudant, $k_t = 600$ kg (voir les remarques relatives à l'équation 154), on déduit les pressions appartenant à $H = d$.

$$k = 132 \quad 138 \quad 144 \quad 114 \quad 126 \quad 126 \text{ kg.}$$

Si, au point de vue de la durée du filet et du bon contact de ses surfaces, on trouve ces

pressions trop considérables, ce qui, par exemple, peut être le cas pour des vis ou des écrous qu'il est nécessaire de desserrer souvent (écrous de beaucoup de presse-étoupes, etc.), on prend les écrous plus hauts que d ou bien on adopte pour k_t une valeur convenablement abaissée et l'on arrive ainsi au-dessous des coefficients des égalités 165 et 166, c'est-à-dire que l'on conserve $H = d$ comme base et que l'on prend une vis plus grosse que l'exige la grandeur de la force en jeu, exclusivement pour agrandir les surfaces de contact du filet.

D'après l'égalité 164, les conditions de résistance des vis tirées avec la charge n'exigent que les trois quarts de la hauteur d'écrou résultant de l'article a (égalités 156 à 158). Il suffit donc, en ce cas, pour des vis en fer soudant, avec *écrous en bronze*, de la hauteur :

$$H = \frac{3}{4} 1,6 d_1 = 1,2 d_1 = \infty 1,2 d \quad (171)$$

La pression k reste alors inférieure, dans le rapport de 1 à 1,2, à celle qui s'exerce sur des écrous en fer soudant ou fondu.

Pour les écrous *en fonte* il est avantageux, pour les raisons exposées à propos de l'égalité 158, d'adopter $H = \frac{3}{4} \cdot 2 d = 1,5 d$.

Si l'on veut, avec le bronze et la fonte, conserver la hauteur normale de l'écrou, on doit augmenter en conséquence le diamètre d de la vis et le porter à D conformément aux égalités suivantes :

pour les *écrous en bronze* :

$$\begin{aligned} \pi D \cdot D &= \pi d \cdot 1,2 d \\ D &= 1,1 d, \end{aligned} \quad (172)$$

pour les *filets d'écrou en fonte* :

$$\begin{aligned} \pi D \cdot D &\geq \pi d \cdot 1,5 d \\ D &\geq \infty 1,25 d. \end{aligned} \quad (173)$$

Ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer ailleurs, on n'utilise pas, dans ce cas, la résistance totale du noyau de la vis.

Les résultats obtenus ci-dessus ne sont immédiatement applicables qu'aux vis à filet triangulaire; mais le calcul des vis à *filet rectangulaire* doit s'opérer d'une manière tout à fait semblable. Il convient, à ce propos, d'observer ce qui suit :

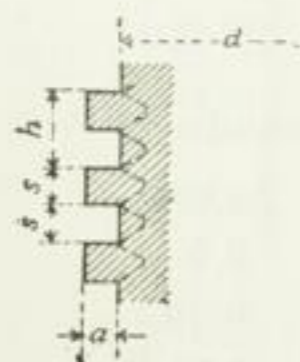


Fig. 61.

Le constructeur est ici assez à son aise pour déterminer le diamètre, il n'a généralement besoin de s'arrêter à aucun système, comme avec les vis à filet triangulaire. C'est seulement au point de vue de l'inclinaison de l'hélice qu'il est astreint aux proportions imposées par la vis conductrice du tour à fileter. Le plus souvent elle est encore actuellement (en Allemagne), comme la remarque en a déjà été faite, du système anglais. Cette considération motive, par exemple, la manière représentée fig. 61, dont la vis à filet rectangulaire résulte du calcul de la vis à filet triangulaire.

On peut procéder à la détermination des dimensions en calculant d'abord, au point de vue du travail à la traction ou à la pression¹, le diamètre du noyau qui donne une valeur approchée de ces dimensions. Pour tenir compte *a priori* de l'effort de torsion que la vis peut avoir à supporter, il convient de poser dans ce cas, pour l'effort

¹ Au sujet du travail à la pression, on ne doit pas perdre de vue que l'on peut se trouver en présence du cas d'une charge agissant en bout sur la vis (page 17, art. 3).

admissible $\frac{1}{2} k_t$ à $\frac{3}{4} k_t$. On détermine ensuite, pour la valeur arrondie du diamètre, le filet, etc., après quoi l'on exécute encore le calcul en tenant compte du travail à la torsion et en rectifiant au besoin la valeur de d . Dans la plupart des cas, au moment $Qr \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$, égalité 150, s'ajoute un second moment résultant de la résistance au frottement sur les surfaces d'appui de la vis, et dont il faut naturellement tenir compte dans le second calcul.

De la figure 61, résulte que $\operatorname{tg} \alpha$ devient en nombre rond double de ce qu'elle est pour la vis à filet triangulaire considérée comme base. Il en est de même pour la hauteur de l'écrou si l'on tient seulement compte de la résistance; mais le plus souvent il faut se baser sur la pression admissible exercée sur les surfaces de filets en contact réciproque (égalité 161).

Il est amplement suffisant de prendre, pour la dimension radiale a , $s = 0,5 h$.

Pour la même charge Q , on donne aux vis à plusieurs filets un diamètre de noyau un peu plus grand; parce que, la valeur de l'angle d'inclinaison α augmentant, le moment de torsion augmente avec cet angle.

L'exemple suivant fera nettement connaître les points essentiels du calcul d'une vis à filet rectangulaire.

La vis, en acier fondu, d'une presse, a un noyau dont le diamètre est de 90 mm; son diamètre extérieur est de 110 mm et son pas de 3" anglais. Quelle est la grandeur de l'effort pour une pression de 40000 kg, si la construction exclut tout risque de charge sur le bout de la vis et suppose un moment de torsion, agissant sur la vis, dont la mesure est donnée par l'équation 150?

Avec le rayon moyen de la vis :

$$r = \frac{4,5 + 5,55}{2} = 5 \text{ cm,}$$

T 5,5

le coefficient de frottement $\mu = 0,1$ et la hauteur de pas $h = 7,62$ cm, l'équation 150 donne :

$$Mr = 40000 \cdot 5 \frac{7,62 + 2\pi \cdot 5 \cdot 0,1}{2\pi \cdot 5 - 7,62 \cdot 0,1} = 70200 \text{ kgcm.}$$

L'effort de torsion θ exercé sur la section du noyau par ce moment se calcule, en négligeant l'influence du filet sur la capacité de résistance, conformément à l'égalité 55, d'après :

$$70200 = \theta \frac{\pi}{16} \cdot 9^3 = \approx \theta \frac{1}{5} \cdot 9^3$$

et l'on arrive à :

$$\theta = \approx 480 \text{ kg.}$$

La tension τ agissant par pression se trouve, dans la même hypothèse, au moyen de :

$$40000 = \tau \frac{\pi}{4} \cdot 9^2$$

$$\tau = 630 \text{ kg,}$$

d'où l'on déduit, en vertu de la formule 81, la fatigue résultante de la matière; car, pour le mode de charge b , pages 38 et 39, et en supposant une matière de qualité supérieure avec

$$k = 1000 \text{ et } k_r = 800, \alpha_0 = \frac{1000}{1,3 \cdot 800} = \approx 1.$$

$$0,35 \cdot 630 + 0,65 \sqrt{630^2 + 4 \cdot 480^2} = 967 \text{ kg,}$$

cet effort est donc encore un peu inférieur à celui de 1000 kg. que l'on peut admettre.

Si la matière qui constitue l'écrou est du bronze de bonne qualité, cette pièce devra recevoir assez de filets pour que la pression sur les surfaces glissantes, calculée d'après les indications de la page 108, atteigne au plus la moitié de 200 kg. Nous nous décidons pour $k = 80$ et obtenons en conséquence, pour le nombre n des filets qui supportent la charge totale :

$$40\,000 = \frac{\pi}{4} (11^2 - 9^2) n \cdot 80$$

$$n = 16,$$

ce qui détermine la hauteur de l'écrou.

Si les conditions étaient telles que le mouvement pût être accompagné d'un échauffement, il faudrait réduire encore notablement la pression, généralement dans la mesure indiquée pour les tourillons cannelés, la situation étant alors identique à celle de ces tourillons. La possibilité de descendre dans ce cas, avec μ , jusqu'à $1/20^e$ dépendra d'ailleurs de l'état des surfaces de vis qui glissent l'une sur l'autre. On ne doit généralement pas admettre qu'elles aient la perfection des surfaces d'un tourillon à cannelure.

On procède d'une manière analogue pour le calcul des vis dont les filets ont des formes spéciales, comme par exemple ceux des figures 44 et 45.

c. Assemblages à vis ayant à supporter des forces dirigées transversalement à l'axe.

On sait que les vis ordinaires sont seulement appelées à supporter des forces dirigées dans le sens de leur axe. Si, maintenant, un assemblage à vis doit supporter des forces dirigées perpendiculairement à l'axe de la vis, il faut d'abord, d'après le but spécial de l'assemblage, déterminer les conditions auxquelles il doit satisfaire. Pour cela, il faut décider en premier lieu si l'assemblage à exécuter est, ou non, un assemblage à tension (voir page 89).

Le premier cas devra se présenter si les directions des forces sont variables.

La figure 62 montre un assemblage de ce genre, exécuté au moyen d'un boulon conique pressé contre la surface d'appui. Pour arriver au but que l'on se propose, il est nécessaire de bien roder la partie conique de la vis, et c'est à cela que sert la partie quadrangulaire A. Le plus souvent on fait ces boulons coniques en acier qui doit être assez tenace pour que la partie filetée en bb ne puisse s'arracher ou se briser.

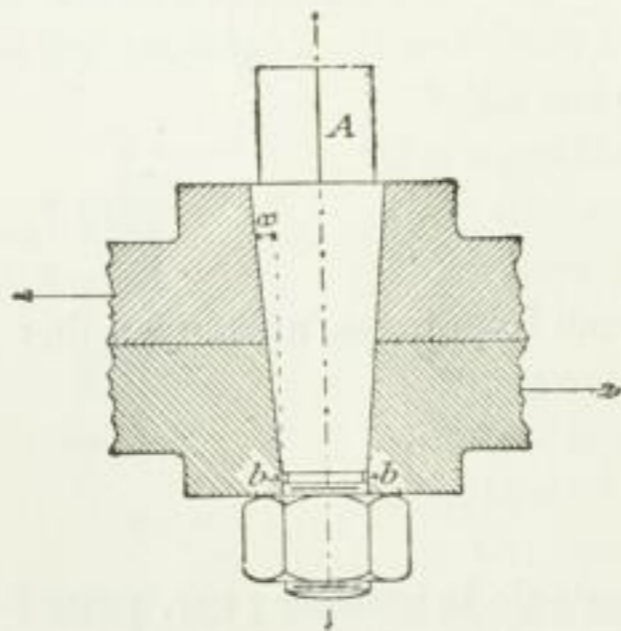


Fig. 62.

Pour l'angle α , compris entre la génératrice de la surface conique et l'axe du boulon, en supposant que des circonstances spéciales ne s'y opposent pas, on peut prendre $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{20}$ à $\frac{1}{10}$.

Quand les boulons de ce genre sont bien rodés, ils forment des organes, sinon peu coûteux, du moins excellents, au point de vue technique, pour la transmission des forces transversales, surtout quand ces forces changent de direction.

On peut atteindre le même but en donnant aux boulons, sur le tour, une conicité très faible, en alésant en conséquence le trou des parties à assembler, préalablement superposées,

avec précision et en y introduisant ensuite le boulon que l'on assujettit au moyen de quelques coups de marteau. Ce mode d'assemblage a, sur celui mentionné ci-dessus, l'avantage d'être moins coûteux ; mais il a, par contre, l'inconvénient de l'incertitude au sujet de la grandeur des surfaces réelles de contact, ainsi que le défaut d'obliger, s'il devient nécessaire de desserrer l'assemblage, à sortir le boulon de la position parfaitement déterminée dans laquelle on l'a mis et à laquelle on l'a accommodé par compression des surfaces, en le frappant. Si, en refaisant l'assemblage, on ne réussit pas à donner exactement la même position au boulon, la fixation peut devenir très imparfaite.

On peut aussi exécuter, pour transmettre des forces transversales, un assemblage offrant toute sécurité, en forant un trou pénétrant par moitié dans les deux parties à réunir, fortement pressées l'une contre l'autre à l'endroit de la jonction, fig. 3, pl. I. Ce trou reçoit un alésage soigné et un peu conique et l'on y introduit un goujon en acier tourné avec soin et ayant une conicité convenable. Dans ce cas il n'est plus nécessaire que les boulons remplissent exactement leurs trous. Cet assemblage a l'avantage, parfois très précieux, de pouvoir encore s'exécuter, en supplément, sur des parties de machines déjà en service sans qu'il faille les séparer.

Au lieu du goujon rond il est possible d'employer un goujon à section à peu près rectangulaire, fig. 4, pl. I ; mais le dispositif de la fig. 5, pl. I, est bien plus parfait parce qu'il est particulièrement propre à résister aux chocs. Dans le calcul d'un assemblage de ce genre les dimensions de la clavette se règlent d'après la grandeur de la force qui tend à produire le déplacement, en supposant que l'enfoncement de cette clavette n'oblige pas à prévoir des dimensions supérieures.

On atteint aussi le but auquel tendent les divers assemblages au moyen de bracons contre lesquels portent des clavettes introduites entre eux et les pièces à assujettir. Toutefois il arrive souvent que ces bracons rendent plus difficile l'ajustage des surfaces, surtout quand il est nécessaire de fixer plusieurs objets sur une plaque commune.

On peut quelquefois résister d'une manière pratique aux forces transversales en s'aidant du frottement. Il faut alors serrer les boulons assez fortement pour que le frottement produit par eux entre les surfaces de glissement suffise à la transmission des forces. Quand l'assemblage est exposé à des ébranlements ou même des chocs, il n'y a de probabilité d'atteindre le résultat cherché, au moyen du frottement, qu'à la condition d'introduire, dans le calcul, une valeur très petite pour le coefficient de frottement. En pareil cas il convient, s'il est nécessaire de pouvoir compter sur la sécurité de l'assemblage, de recourir à l'un des assemblages à tension décrits ci-dessus.

Si les directions des forces ne changent pas, si l'assemblage n'est pas exposé à subir des ébranlements, il suffit d'employer des boulons tournés que l'on introduit dans des trous alésés au besoin après le forage et que les boulons doivent remplir exactement. S'il s'agit d'une charge transversale immobile, comme cela se présente, par exemple, pour beaucoup de boulons dans la construction des toitures en fer, les trous n'ont pas besoin d'être parfaitement remplis ; il suffit que leur jeu soit très faible. En général, dans ces deux cas le boulon à vis travaille surtout à la flexion.

3. Formes et dimensions normales des écrous, têtes, rondelles et clefs.

En principe, la forme de l'écrou est, dans le plus grand nombre des cas, celle d'un prisme dont la section est un hexagone équilatéral. Beaucoup d'ateliers prennent $2d$ pour

le diamètre du cercle circonscrit à cet hexagone, d'autres ateliers s'écartent de cette règle et adoptent, pour les boulons dépassant 16 mm (5/8" anglais) un diamètre un peu inférieur à $2d$; ce diamètre devient, au contraire, un peu supérieur à $2d$ pour les boulons plus minces. L'auteur se prononce en faveur des écrous non trempés (non enveloppés), qui forment la grande majorité de ceux employés ordinairement dans la construction des machines, premièrement à cause de la facilité avec laquelle on se les procure, ce qui a certainement sa valeur au point de vue de l'établissement des projets et de l'exécution, mais aussi par la raison que le second procédé exige, pour les gros boulons, de très grandes pressions entre l'écrou et sa rondelle ainsi qu'entre l'écrou et les surfaces des mâchoires de la clef, ce qui tend à détériorer facilement les surfaces exposées à ces pressions. Quand les écrous sont trempés et enveloppés, on peut, sans hésitation, réduire un peu la largeur des clefs.

Sur les figures 6 et 7 de la planche I, sont indiquées les dimensions de l'écrou à six pans et celles de la clef ordinaire à écrou. La largeur des mâchoires de cette clef est égale au diamètre du cercle inscrit de l'hexagone, c'est-à-dire égale à $d\sqrt{3} = 1,732d$. L'épaisseur de la pièce qui constitue la mâchoire est donnée $= 0,8d$ et paraît imposée par la nécessité de limiter, à la mesure jugée admissible, la pression entre les surfaces des mâchoires et les surfaces extérieures de l'écrou.

Le moment M , que doit exercer la clef, se compose ordinairement de celui qui résulte de l'égalité 163 et du moment dû au frottement entre l'écrou et son appui. Pour des vis à filet triangulaire, on a trouvé le premier égal à $0,11 Qd_1$, que nous remplaçons par $0,1 Qd$. Le dernier atteint approximativement $Q\mu \cdot 0,75d$, ou $0,075 Qd$ avec $\mu = 0,1$ pour des appuis d'écrou bien polis. Par suite :

$$M = 0,175 Qd \quad (174)$$

En prenant :

$$Q = 225 d^2$$

(d'après l'égalité 165), on obtient :

$$M = 39,4 d^3$$

de façon qu'à l'extrémité de la clef de longueur $15d$ doit agir une force :

$$P = \frac{39,4 d^3}{15d} = 2,6 d^2.$$

Pour le cas où d est donné en pouces anglais, $P = 17 d^2$. On peut d'après cela juger si l'écrou d'une forte vis exige ou non un allongement de la clef (la manière la plus simple d'opérer cet allongement consiste dans l'adjonction d'un tube en fer).

La figure 8 de la planche I représente une clef pour les écrous noyés et ceux que l'on ne peut tourner avec une clef ordinaire, cette clef est dite à canon.

Lorsque l'on établit un projet, il faut avoir soin de réserver, pour chaque écrou, la place nécessaire à la clef et à sa manœuvre; aujourd'hui encore, il se commet beaucoup de fautes à cet égard.

Des besoins spéciaux obligent de temps en temps à exécuter des écrous de formes spéciales, comme par exemple l'écrou à oreilles représenté figure 9, planche I, dont les deux oreilles permettent de serrer et desserrer immédiatement l'écrou à la main.

Les articles 2 a et b, ci-dessus, contiennent les observations nécessaires au sujet de la hauteur des écrous.

Les écrous quadrangulaires ou carrés ne se rencontrent que rarement; on fait leurs

avec précision et en y introduisant ensuite le boulon que l'on assujettit au moyen de quelques coups de marteau. Ce mode d'assemblage a, sur celui mentionné ci-dessus, l'avantage d'être moins coûteux ; mais il a, par contre, l'inconvénient de l'incertitude au sujet de la grandeur des surfaces réelles de contact, ainsi que le défaut d'obliger, s'il devient nécessaire de desserrer l'assemblage, à sortir le boulon de la position parfaitement déterminée dans laquelle on l'a mis et à laquelle on l'a accommodé par compression des surfaces, en le frappant. Si, en refaisant l'assemblage, on ne réussit pas à donner exactement la même position au boulon, la fixation peut devenir très imparfaite.

On peut aussi exécuter, pour transmettre des forces transversales, un assemblage offrant toute sécurité, en forant un trou pénétrant par moitié dans les deux parties à réunir, fortement pressées l'une contre l'autre à l'endroit de la jonction, fig. 3, pl. I. Ce trou reçoit un alésage soigné et un peu conique et l'on y introduit un goujon en acier tourné avec soin et ayant une conicité convenable. Dans ce cas il n'est plus nécessaire que les boulons remplissent exactement leurs trous. Cet assemblage a l'avantage, parfois très précieux, de pouvoir encore s'exécuter, en supplément, sur des parties de machines déjà en service sans qu'il faille les séparer.

Au lieu du goujon rond il est possible d'employer un goujon à section à peu près rectangulaire, fig. 4, pl. I ; mais le dispositif de la fig. 5, pl. I, est bien plus parfait parce qu'il est particulièrement propre à résister aux chocs. Dans le calcul d'un assemblage de ce genre les dimensions de la clavette se règlent d'après la grandeur de la force qui tend à produire le déplacement, en supposant que l'enfoncement de cette clavette n'oblige pas à prévoir des dimensions supérieures.

On atteint aussi le but auquel tendent les divers assemblages au moyen de bracons contre lesquels portent des clavettes introduites entre eux et les pièces à assujettir. Toutefois il arrive souvent que ces bracons rendent plus difficile l'ajustage des surfaces, surtout quand il est nécessaire de fixer plusieurs objets sur une plaque commune.

On peut quelquefois résister d'une manière pratique aux forces transversales en s'aidant du frottement. Il faut alors serrer les boulons assez fortement pour que le frottement produit par eux entre les surfaces de glissement suffise à la transmission des forces. Quand l'assemblage est exposé à des ébranlements ou même des chocs, il n'y a de probabilité d'atteindre le résultat cherché, au moyen du frottement, qu'à la condition d'introduire, dans le calcul, une valeur très petite pour le coefficient de frottement. En pareil cas il convient, s'il est nécessaire de pouvoir compter sur la sécurité de l'assemblage, de recourir à l'un des assemblages à tension décrits ci-dessus.

Si les directions des forces ne changent pas, si l'assemblage n'est pas exposé à subir des ébranlements, il suffit d'employer des boulons tournés que l'on introduit dans des trous alésés au besoin après le forage et que les boulons doivent remplir exactement. S'il s'agit d'une charge transversale immobile, comme cela se présente, par exemple, pour beaucoup de boulons dans la construction des toitures en fer, les trous n'ont pas besoin d'être parfaitement remplis ; il suffit que leur jeu soit très faible. En général, dans ces deux cas le boulon à vis travaille surtout à la flexion.

3. Formes et dimensions normales des écrous, têtes, rondelles et clefs.

En principe, la forme de l'écrou est, dans le plus grand nombre des cas, celle d'un prisme dont la section est un hexagone équilatéral. Beaucoup d'ateliers prennent $2d$ pour

Pour des rondelles en fer, il suffit d'avoir :

$$\delta = \frac{1}{3} d \quad (177)$$

Ordinairement, on prend δ trop faible. Quand on le croit avantageux, on peut réduire dans une mesure convenable l'épaisseur du disque à sa circonférence.

Les rondelles en fer forgé employées dans le cas *b* peuvent se déterminer d'après :

$$D = 2,1 d + 0,5 \text{ cm} \quad (178)$$

$$\delta = 0,35 \sqrt{d} \quad (179)$$

Les dimensions des rondelles employées dans le cas *c* sont imposées par les diverses conditions auxquelles il s'agit de satisfaire.

4. Genres de vis et d'assemblages à vis.

La figure 11, planche I, représente l'assemblage normal des brides de deux bouts de tuyaux, au moyen d'un boulon avec tête à six pans. La matière obturatrice n'a pas été figurée entre les deux brides.

Au sujet du calcul de l'assemblage des brides et des autres détails, le lecteur peut se reporter au chapitre sixième, particulièrement en ce qui concerne les tuyaux.

Le dispositif, fig. 12, planche I, permet de sortir le boulon latéralement quand l'écrou est desserré. Il a sa raison d'être quand il est impossible d'introduire les boulons par dessous et quand on ne peut mettre un écrou en dessous, faute de place ou pour quelque autre cause, ou quand il est nécessaire de desserrer souvent un couvercle. Comme on peut le reconnaître par comparaison avec la figure 11, planche I, la bride est, en ce cas, plus courte, ce qui diminue sa fatigue et celle du couvercle.

La figure 13 de la planche I représente une vis à tête pour laquelle le filet d'écrou est taillé dans l'une des deux parties à réunir. Quand cette partie est en fonte, la fragilité du filet taillé dans cette matière rend l'assemblage peu sûr, pour peu que l'on soit obligé de desserrer la vis de temps en temps. On peut alors substituer à cette vis celle de la figure 14, planche I, dont la partie à quatre pans a pour but de permettre la rotation de la vis quand on la fixe à sa place et d'empêcher cette vis de se desserrer d'elle-même. La partie prismatique peut toutefois être supprimée sans inconvénient et, pour que l'on puisse visser la vis qui en est dépourvue, il suffit généralement de donner à sa partie supérieure filetée assez de longueur pour que l'on puisse y placer deux écrous, fig. 15, pl. I.

Sur la figure 16 de la planche I, la tête du boulon est remplacée par une *clavette*.

La figure 17, planche I, montre un assemblage permettant d'engager le boulon du côté de l'écrou.

Les figures 22 et 23 de la planche I indiquent deux assemblages ayant pour but de maintenir deux pièces à une distance déterminée (*entretoises*). Le cylindre creux de la figure 23 s'exécute, avec la plus grande simplicité, en coupant un bout de tuyau. La partie médiane, sur la figure 22, doit être de forme cylindrique, à moins qu'il existe un motif spécial de lui donner la forme conique admise sur la figure 22.

La figure 24, planche I, montre une *vis de réglage* ayant pour but de tenir la pièce *a* à une distance déterminée de la pièce *b*.

La figure 25, planche 2, représente aussi une vis de réglage différant toutefois de celle donnée figure 24, planche I, en ce que l'assemblage n'est pas seulement à tension dirigée dans le sens de l'axe de la vis, mais aussi à tension dirigée perpendiculairement à la première.

La figure 26 de la planche 2 est aussi une vis de réglage, mais ses poignées permettent de la régler à la main.

La figure 27, planche 2, représente l'assemblage de la pièce formant le dôme d'une chaudière avec le sommet horizontal *a* de cette chaudière. Dans ce cas, il est important de veiller à ce que le boulon ne tombe pas dans la chaudière quand son écrou est enlevé. On passe le boulon de l'intérieur de la chaudière vers le haut, au travers du sommet *a*, en conduisant une goupille, enfoncée dans le boulon, à travers la rainure *x*. Cela fait, on écrase assez fortement la goupille en dessus pour qu'elle ne puisse revenir en arrière. On adapte alors le couvercle *b* à fixer et, comme il doit former joint étanche avec le sommet *a*, on interpose une matière obturatrice (caoutchouc, carton d'amiante, etc.).

La figure 28, planche 2, représente l'écrou d'essieu d'une voiture. La gorge tournée que l'on voit à la jonction de l'écrou à six pans avec le plateau de butée a pour but de faciliter l'exécution des pans de l'écrou et de la surface supérieure du plateau. La figure 29, planche 2, représente la clef servant à l'écrou de la figure 28.

On peut fixer une pièce de machine à un mur, de la manière représentée figure 30, planche 2. Pour que la traction exercée par la vis se transmette à une grande partie du mur, on fait porter la tête du boulon sur une longue plaque *b*, dont la partie adjacente au mur est élargie afin de fournir une plus grande surface de portée. On tient également compte, avec cette forme de section, de ce que la fonte résiste moins à la traction qu'à la pression. Au lieu d'une plaque allongée, on emploie assez fréquemment un plateau rond.

Pour fixer des parties de machines ou des machines entières sur leur base, on se sert de *boulons de fondation*, parmi lesquels on peut citer le boulon à scellement, fig. 31, pl. 2. La largeur *a* de l'extrémité supérieure du trou doit être assez grande pour permettre l'introduction facile du boulon; le fixage s'opère en introduisant des coins en fer *c* et en coulant ensuite du ciment ou du plomb. Depuis quelque temps, on emploie aussi le ciment dit métallique, de *Hauser et Cie*, à Zurich, dont la résistance à la pression est, en nombre rond, de 1000 kg/cmq. On se sert aussi, comme boulons à scellement, de boulons ordinaires, fig. 11, pl. I (à six ou à quatre pans), en passant sur eux une pièce conique en fonte qui porte sur la tête du boulon et produit dans la pierre le même effet que la partie inférieure renforcée du boulon à scellement représenté figure 31, planche 2. La figure 64 indique une disposition de ce genre. Pour les grandes forces, le boulon à scellement n'est plus capable de produire un assemblage assez sûr. Dans ce cas, on emploie les *ancres de fondation*, fig. 32, pl. 2, qui, tout en assurant l'assemblage d'une partie de machine avec un gros bloc de maçonnerie, permettent, grâce à la facilité d'accès du conduit *a*, de remplacer aisément un boulon brisé ou hors de service pour une cause quelconque. Pour faciliter l'introduction de la clavette *b* dans le trou, on l'amincit à l'une de ses extrémités. On empêche cette clavette de tomber d'elle-même par suite d'ébranlements ou d'un desserrement de l'écrou, en entaillant son bord inférieur comme on le voit sur les figures. Les saillies *ee* du plateau d'ancre *f* empêchent la clavette et l'ancre de tourner quand on serre l'écrou; pour maintenir le plateau à sa hauteur normale il est commode de l'engager dans la maçonnerie en deux de ses points diamétralement opposés. S'il n'y a pas lieu de prévoir le maintien du plateau à une hauteur fixe, il est préférable de se servir d'un plateau carré dont deux côtés portent contre les parois verticales du conduit et empêchent tout mouvement de rotation.

On remplace maintenant la clavette par un écrou et l'ancre est pourvue, à sa partie inférieure, de filets de vis, comme le montre la figure 65 (*A. Pfarr*). Le fer rond destiné

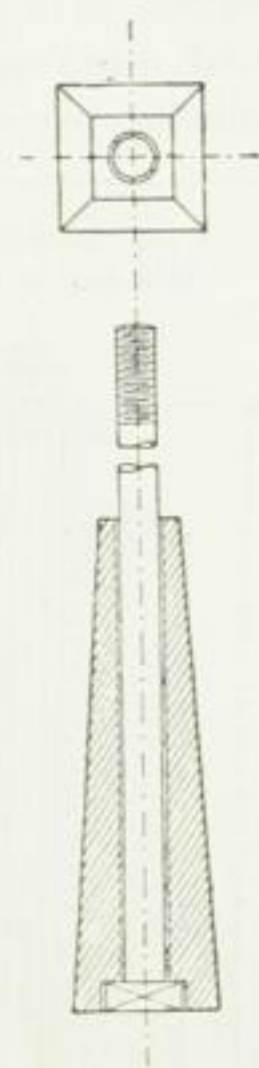


Fig. 64.

aux ancrés de fondation ne doit point passer au feu de forge et il est bien préférable de le fileter aux deux bouts sur la machine à tarauder après en avoir coupé la partie supérieure sur le tour. On fait à la lime, à la partie inférieure, deux méplats diamétralement opposés et correspondant à une clef convenable; ils servent à empêcher la vis de tourner quand on serre ses écrous. L'écrou inférieur permet de corriger les inexactitudes de la longueur de l'ancre.

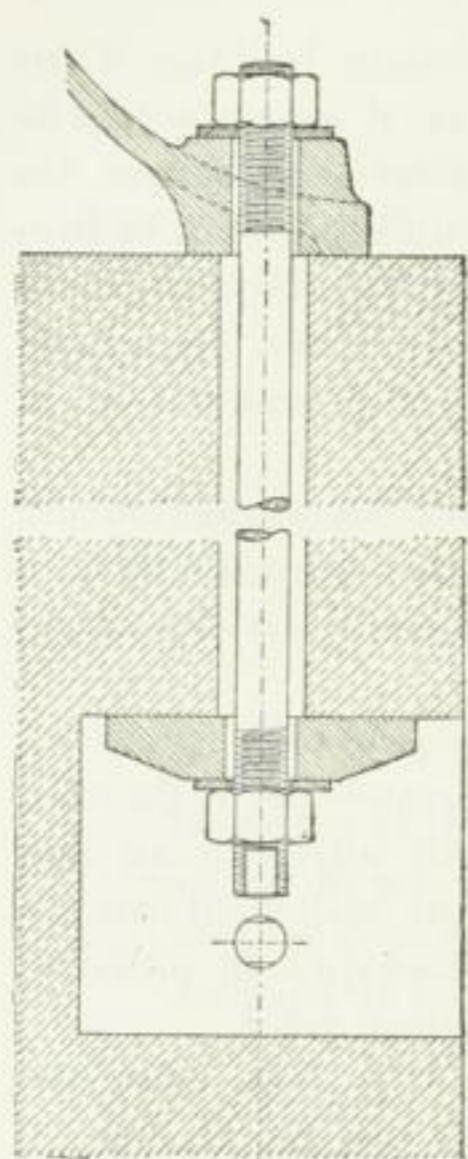


Fig. 65.

Le pied de machine *g*, qu'il s'agit d'ancrer, fig. 32, pl. 2, est en contact uniforme avec la fondation, grâce à du ciment ou du soufre que l'on coule entre les deux parties. Il faut avoir soin de ne pas laisser couler le ciment dans le trou de l'ancre, car il pourrait arriver qu'il le remplit. Le plus sûr moyen d'éviter cet inconvénient est de retirer l'ancre et de boucher la partie supérieure du trou, avec de l'étoffe ou quelque matière analogue et capable d'empêcher le ciment de pénétrer dans le trou lors de la coulée.

Pour la détermination du diamètre *d* de l'ancre de fondation il y a lieu de tenir compte de la tension importante τ_1 , exercée dès le début par un fort serrage de l'écrou. Cette tension produit, à la fois, un allongement de l'ancre et une compression de la fondation. Si maintenant il se produit, pendant le service de la machine, une force de traction, correspondant à un effort supplémentaire τ_2 , qui agit sur l'ancre, celle-ci doit s'allonger de nouveau. Son allongement diminue la compression entre la machine et la fondation, et il en résulte un effort total inférieur à $\tau_1 - \tau_2$. Les conditions réelles de la pratique rendent difficile la détermination exacte, par le calcul, de cet effort total, que l'on doit en conséquence supposer égal à $\beta\tau_2$; dans ce cas, $\beta > 1$ est une valeur obtenue par simple estimation¹. Le serrage de l'écrou, pendant le fonctionnement de la

machine et la fondation, et il en résulte un effort total inférieur à $\tau_1 - \tau_2$. Les conditions réelles de la pratique rendent difficile la détermination exacte, par le calcul, de cet effort total, que l'on doit en conséquence supposer égal à $\beta\tau_2$; dans ce cas, $\beta > 1$ est une valeur obtenue par simple estimation¹. Le serrage de l'écrou, pendant le fonctionnement de la

¹ La considération suivante fournit un aperçu des conditions dont il est question ici.

Soit, sur la figure 66, l'axe de l'ancre de fondation en coïncidence avec l'axe du pilier en maçonnerie.

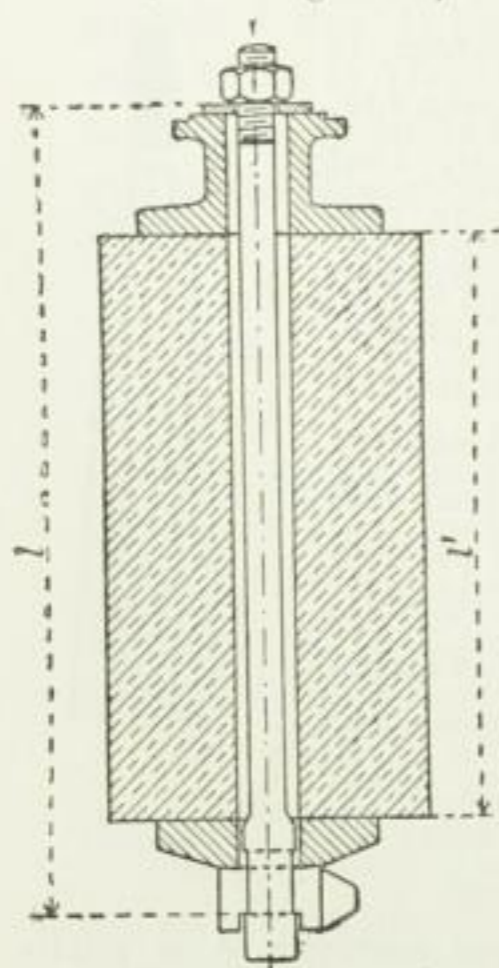


Fig. 66.

l' désigne la hauteur du pilier,

l la longueur de l'ancre dont il y a lieu de tenir compte au point de vue de l'allongement à considérer, avant le serrage de l'écrou,

s' la surface de section du pilier considéré comme prismatique,

s la section de l'ancre considérée comme constante, en faisant abstraction de ce que cette section n'est pas exactement uniforme sur l'étendue *l*. L'influence du renforcement de la section à la partie inférieure de l'ancre peut être considérée comme compensée par l'allongement qui se produit, en haut, sur la partie de l'ancre entourée par l'écrou,

α' le coefficient, supposé invariable, d'extension de la maçonnerie,

α le coefficient d'extension de la matière de l'ancre, dans la même hypothèse.

En réalité α' est plus ou moins variable. Les résultats d'expériences de l'auteur donnés aux pages 86 et suivantes renseignent au sujet de sa variabilité pour le béton.

Quand on serre l'écrou de l'ancre la maçonnerie subit une compression élastique λ_a' et l'ancre un allongement élastique de λ_a ; il en résulte dans cette dernière un effort de traction T_a , qui doit être égal à la force T_a' avec laquelle la maçonnerie résiste à la compression. On a :

$$T_a = \frac{\lambda_a}{l} \frac{r}{\alpha} s$$

La figure 26 de la planche 2 est aussi une vis de réglage, mais ses poignées permettent de la régler à la main.

La figure 27, planche 2, représente l'assemblage de la pièce formant le dôme d'une chaudière avec le sommet horizontal *a* de cette chaudière. Dans ce cas, il est important de veiller à ce que le boulon ne tombe pas dans la chaudière quand son écrou est enlevé. On passe le boulon de l'intérieur de la chaudière vers le haut, au travers du sommet *a*, en conduisant une goupille, enfoncée dans le boulon, à travers la rainure *x*. Cela fait, on écrase assez fortement la goupille en dessus pour qu'elle ne puisse revenir en arrière. On adapte alors le couvercle *b* à fixer et, comme il doit former joint étanche avec le sommet *a*, on interpose une matière obturatrice (caoutchouc, carton d'amiante, etc.).

La figure 28, planche 2, représente l'écrou d'essieu d'une voiture. La gorge tournée que l'on voit à la jonction de l'écrou à six pans avec le plateau de butée a pour but de faciliter l'exécution des pans de l'écrou et de la surface supérieure du plateau. La figure 29, planche 2, représente la clef servant à l'écrou de la figure 28.

On peut fixer une pièce de machine à un mur, de la manière représentée figure 30, planche 2. Pour que la traction exercée par la vis se transmette à une grande partie du mur, on fait porter la tête du boulon sur une longue plaque *b*, dont la partie adjacente au mur est élargie afin de fournir une plus grande surface de portée. On tient également compte, avec cette forme de section, de ce que la fonte résiste moins à la traction qu'à la pression. Au lieu d'une plaque allongée, on emploie assez fréquemment un plateau rond.

Pour fixer des parties de machines ou des machines entières sur leur base, on se sert de *boulons de fondation*, parmi lesquels on peut citer le boulon à scellement, fig. 31, pl. 2. La largeur *a* de l'extrémité supérieure du trou doit être assez grande pour permettre l'introduction facile du boulon; le fixage s'opère en introduisant des coins en fer *c* et en coulant ensuite du ciment ou du plomb. Depuis quelque temps, on emploie aussi le ciment dit métallique, de *Hauser et Cie*, à Zurich, dont la résistance à la pression est, en nombre rond, de 1000 kg/cmq. On se sert aussi, comme boulons à scellement, de boulons ordinaires, fig. 11, pl. I (à six ou à quatre pans), en passant sur eux une pièce conique en fonte qui porte sur la tête du boulon et produit dans la pierre le même effet que la partie inférieure renforcée du boulon à scellement représenté figure 31, planche 2. La figure 64 indique une disposition de ce genre. Pour les grandes forces, le boulon à scellement n'est plus capable de produire un assemblage assez sûr. Dans ce cas, on emploie les *ancres de fondation*, fig. 32, pl. 2, qui, tout en assurant l'assemblage d'une partie de machine avec un gros bloc de maçonnerie, permettent, grâce à la facilité d'accès du conduit *a*, de remplacer aisément un boulon brisé ou hors de service pour une cause quelconque. Pour faciliter l'introduction de la clavette *b* dans le trou, on l'amincit à l'une de ses extrémités. On empêche cette clavette de tomber d'elle-même par suite d'ébranlements ou d'un desserrement de l'écrou, en entaillant son bord inférieur comme on le voit sur les figures. Les saillies *ee* du plateau d'ancre *f* empêchent la clavette et l'ancre de tourner quand on serre l'écrou; pour maintenir le plateau à sa hauteur normale il est commode de l'engager dans la maçonnerie en deux de ses points diamétralement opposés. S'il n'y a pas lieu de prévoir le maintien du plateau à une hauteur fixe, il est préférable de se servir d'un plateau carré dont deux côtés portent contre les parois verticales du conduit et empêchent tout mouvement de rotation.

On remplace maintenant la clavette par un écrou et l'ancre est pourvue, à sa partie inférieure, de filets de vis, comme le montre la figure 65 (*A. Pfarr*). Le fer rond destiné

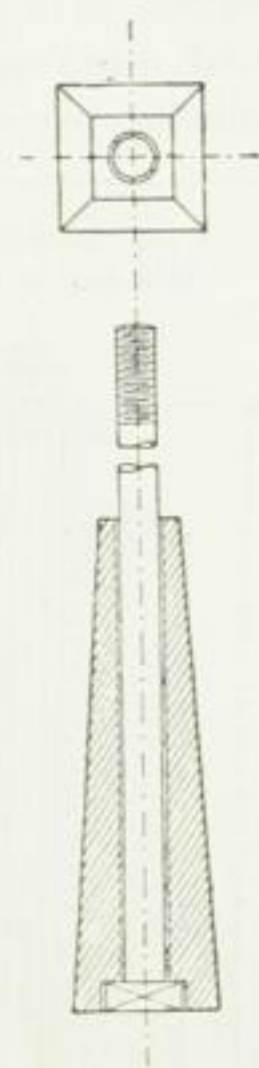


Fig. 64.

longueur de l'ancre, comme aussi une partie de la compression élastique de la fondation se transforment en extension et en contraction persistantes, et cela d'autant plus vite que les

$$(T) = \overline{F_1 G_1} = T_{a'} + \lambda \cotg \delta = T_{a'} + \frac{\lambda}{l'} \frac{1}{\alpha} s'.$$

La grandeur de la force de traction de l'ancre est diminuée de $\overline{B_1 C_1}$ à $\overline{B_1 C_1'}$. En conséquence le mouvement indiqué λ de recul de la plaque exige la force :

$$(P) = \overline{F_1 G_1} - \overline{B_1 C_1} = \overline{H G_1} = \lambda (\cotg \gamma + \cotg \delta) = \lambda \left(\frac{s}{\alpha l} + \frac{s'}{\alpha' l'} \right).$$

Ainsi que nous l'avons fait remarquer plus haut, on doit avoir soin de serrer de prime abord les écrous de l'ancre de manière que, sous l'action de la force de traction P, il ne se produise pas de solution de continuité entre la plaque de fondation et la fondation elle-même, autrement dit : on doit avoir T_a assez grand pour que :

$$\lambda = \psi \lambda_{a'} \text{ avec } \psi < 1.$$

De là résulte, en tenant compte de la valeur trouvée pour P :

$$P = \lambda \left(\frac{s}{\alpha l} + \frac{s'}{\alpha' l'} \right) = \psi \lambda_{a'} \left(\frac{s}{\alpha l} + \frac{s'}{\alpha' l'} \right);$$

d'où :

$$\lambda_{a'} = \frac{P}{\psi} \frac{1}{\frac{s}{\alpha l} + \frac{s'}{\alpha' l'}}$$

d'après cela, l'effort de traction sur l'ancre, avant l'introduction de P, est :

$$T_a = T_{a'} = \frac{\lambda_{a'}}{l'} \frac{1}{\alpha'} s' = \frac{P}{\psi} \frac{s'}{\frac{s + s' \frac{\alpha' l'}{\alpha l}}{\alpha l}} = \frac{P}{\psi} \frac{1}{1 + \frac{\alpha' l'}{\alpha l} \frac{s}{s'}}$$

et l'effort de traction sur l'ancre, quand P agit, est :

$$\begin{aligned} T &= T_a + \frac{\lambda}{l} \frac{1}{\alpha} s = \frac{\lambda_{a'}}{l'} \frac{1}{\alpha'} s' + \psi \lambda_{a'} \frac{1}{l} \frac{1}{\alpha} s = \lambda_{a'} \left(\frac{s'}{\alpha' l'} + \psi \frac{s}{\alpha l} \right) \\ &= \frac{P}{\psi} \frac{\frac{s'}{\alpha' l'} + \psi \frac{s}{\alpha l}}{\frac{s'}{\alpha' l'} + \frac{s}{\alpha l}} = \frac{P}{\psi} \frac{1 + \psi \frac{\alpha' l'}{\alpha l} \frac{s}{s'}}{1 + \frac{\alpha' l'}{\alpha l} \frac{s}{s'}}. \end{aligned}$$

La valeur estimée β , introduite dans les considérations qui précèdent est donc pour l'état de choses admis dans l'explication ci-dessus et avec les hypothèses énoncées :

$$\beta = \frac{1}{\psi} \frac{1 + \psi \frac{\alpha' l'}{\alpha l} \frac{s}{s'}}{1 + \frac{\alpha' l'}{\alpha l} \frac{s}{s'}}$$

et, par exemple, pour :

$$\frac{\alpha'}{\alpha} = \frac{1}{\frac{200\,000}{2\,000\,000}} = 10 \text{ (voir pages 38 et 86)}, \quad \frac{l'}{l} = 0,85, \quad \frac{s}{s'} = \frac{1}{250}, \quad \psi = \frac{4}{5}$$

$$\beta = \frac{5}{4} \frac{1 + 0,8 \cdot 10 \cdot 0,85 \frac{1}{250}}{1 + 10 \cdot 0,85 \frac{1}{250}} = \frac{5}{4} \frac{1 + 0,8 \cdot 0,034}{1 + 0,034} = \frac{5}{4} \cdot 0,99 = 1,24$$

Comme on peut le voir, β ne diffère que peu de ψ , de sorte que la quantité dont le nombre β dépasse l'unité donne approximativement la proportion dans laquelle la grandeur P peut augmenter, avant que, sous l'action de cette force, le contact cesse d'exister entre la plaque de fondation et la fondation elle-même.

Ce résultat peut aussi se déduire immédiatement du simple raisonnement. Dans les conditions de l'exemple choisi, la compression élastique de la fondation et de la plaque de fondation est très petite comparativement à l'allongement que subit l'ancre; d'après cela, figurons-nous l'ancre comme un ressort spiral et la fondation avec sa plaque comme incompressibles et inextensibles, si l'ancre vient à être tendue par la force βP , avant que P agisse sur la plaque, celle-ci sera pressée contre la fondation par βP .

machine, entraîne la production d'un effort dépassant plus ou moins τ_2 . A l'incertitude indiquée se joint encore ce qui suit. Avec le temps une partie du changement élastique de

et, dans l'hypothèse non réalisée, le plus souvent, d'une compression $\lambda_{a'}$ uniforme sur toute la section s' et ayant lieu dans toute la hauteur l' du pilier :

$$T_{a'} = \frac{\lambda_{a'}}{l'} \frac{1}{\alpha'} s'.$$

Dans le but de poursuivre plus clairement l'examen de ce problème représentons ces conditions graphiquement sur la figure 67.

\overline{AB} mesure l'allongement λ_a que l'ancre subit dès que l'on serre son écrou, et \overline{BC} la force de traction T_a ainsi produite dans cette ancre. On a alors :

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{\overline{CB}}{\overline{AB}} = \frac{\lambda_a}{l} \frac{1}{\alpha} s : \lambda_a = \frac{s}{\alpha l}.$$

Soit maintenant \overline{EF} la compression $\lambda_{a'}$ du pilier, due à l'action de T_a et \overline{FG} la force opposée $T_{a'}$ qui se produit en conséquence dans la maçonnerie, contre le plateau de l'ancre (en bas) et la plaque de fondation (en haut). Cette force opposée $T_{a'}$ doit être égale à T_a , c'est-à-dire que $\overline{FG} = \overline{BC}$. On trouve pour l'angle δ :

$$\operatorname{ctg} \delta = \frac{\overline{FG}}{\overline{EF}} = \frac{\lambda_{a'}}{l'} \frac{1}{\alpha'} s' : \lambda_{a'} = \frac{s'}{\alpha' l'}.$$

Si, maintenant, l'ancre est soumise, au moyen d'une force agissant en haut sur la plaque de fondation, à un allongement élastique $\lambda \leq \lambda_{a'}$, la plaque de fondation est soulevée de λ et, à la partie supérieure de la figure 67, on obtient $\lambda = \overline{BB_1}$, $\overline{B_1C_1} \parallel \overline{BC}$, de même que \overline{AC} est prolongé jusqu'à son intersection G_1 avec $\overline{B_1C_1}$, on obtient ainsi la force totale agissant sur l'ancre :

$$T = \overline{B_1C_1} = T_a + \lambda \operatorname{ctg} \gamma = T_a + \frac{\lambda}{l} \frac{1}{\alpha} s.$$

La grandeur de la force avec laquelle la plaque appuie contre la maçonnerie est diminuée dans le rapport de \overline{FG} à $\overline{F_1G_1}$, si $\overline{F_1G_1}$ est une parallèle à \overline{FG} tirée à la distance λ . En conséquence, la force P qui donne lieu au mouvement λ d'élévation de la plaque se détermine au moyen de :

$$\begin{aligned} P &= \overline{B_1C_1} - \overline{F_1G_1} = \overline{HC_1} = \overline{C_1J} + \overline{JH} = \lambda \operatorname{ctg} \gamma + \lambda \operatorname{ctg} \delta \\ &= \lambda (\operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg} \delta) = \lambda \left(\frac{s}{\alpha l} + \frac{s'}{\alpha' l'} \right). \end{aligned}$$

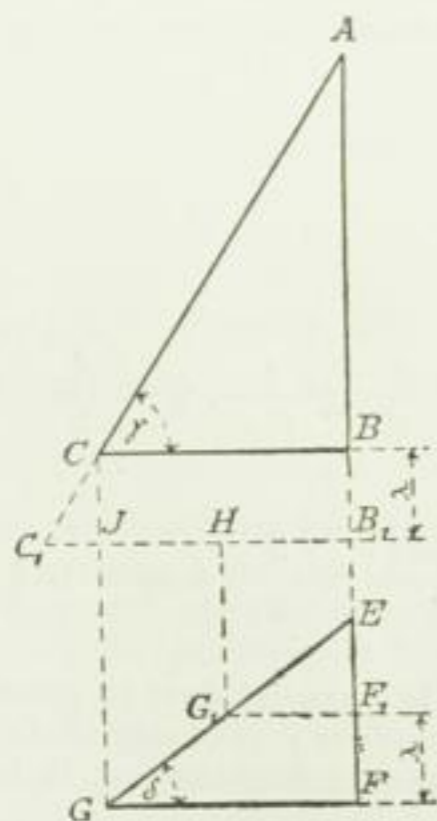


Fig. 67.

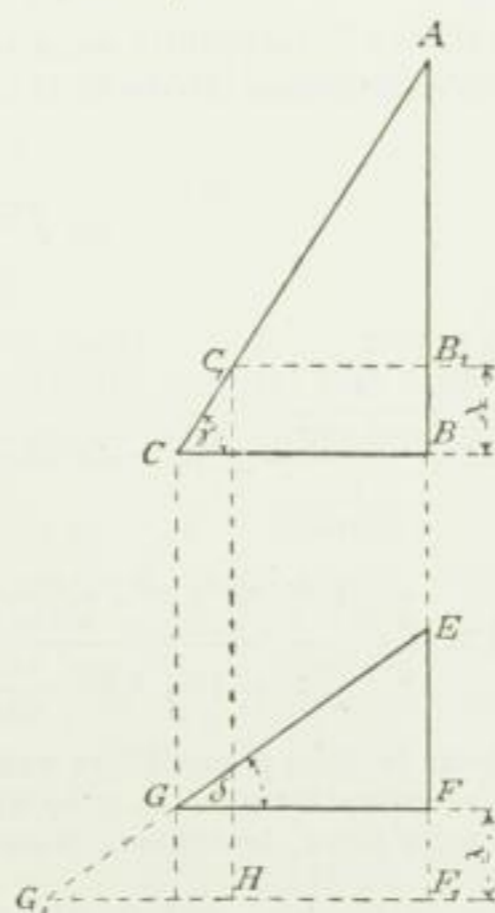


Fig. 68.

Si la force agissait sur la plaque de fondation par pression et non par traction, ce qui correspondrait à une compression élastique λ du pilier, la force de pression contre la maçonnerie s'élèverait, conformément à la figure 68, à :

admet $1,4 d$ pour largeur du trou du plateau d'ancre, on doit avoir $D_1 \geq 1,4 d + D$ et l'on satisfait à cette condition avec :

$$D_1 = 3 d.$$

La hauteur x de la clavette, pour l'ancre chargée suivant l'égalité 154, résulte de :

$$\frac{300 d^2}{2} \left(\frac{1,4 d + 3 d}{4} - \frac{5}{16} d \right) = \frac{600}{6} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{d}{4} x^2$$

et :

$$x = d \sqrt{3,78} = \approx 2 d;$$

pour l'ancre chargée suivant l'égalité 166, on tire de :

$$\frac{180 d^2}{2} \left(\frac{1,4 d + 3 d}{4} - \frac{5}{16} d \right) = \frac{600}{6} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{d}{4} x^2$$

$$x = \approx 1,5 d.$$

Pour la hauteur y on peut, d'après la formule 148, prendre $\frac{5}{4} d = D$.

Le diamètre du plateau rond de l'ancre se détermine en raison de la pression exercée entre ce plateau et la pierre, pression dont on estime que la limite supérieure ne doit pas dépasser 10 kg/cmq :

$$\frac{\pi}{4} \left[D_2^2 - \left(\frac{7}{4} d \right)^2 \right] 10 = 300 d^2$$

$$D_2^2 = \approx 6 d.$$

L'épaisseur du plateau d'ancre s'obtient approximativement de la manière suivante :

Comme le montre la figure 69, le plateau travaille à la flexion, avec un moment approximativement égal à :

$$\frac{\pi}{4} D_2^2 10 \cdot \frac{2 D_2}{3 \pi}$$

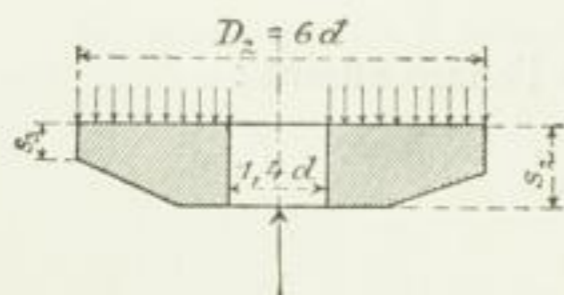


Fig. 69.

sur la section médiane de largeur $D_2 - 1,4 d = 4,6 d$. La hauteur de cette section est variable; nous pouvons la considérer comme un rectangle de largeur $4,6 d$ et de hauteur moyenne $s' = 0,5 (s_2 + s_3)$, d'où résulte à peu près, avec la valeur moyenne $k_f = 280$ (page 41, mode de charge b , pages 38 et 39) :

$$\frac{\pi}{8} (6 d)^2 \cdot 10 \cdot \frac{2 \cdot 6 d}{3 \pi} = \frac{280}{6} \cdot 4,6 d s'^2$$

$$s' = d \sqrt{0,83} = \approx 0,9 d.$$

Pour :

$$s_3 = 0,5 s_2$$

on a :

$$s' = 0,75 s_2 = 0,9 d$$

$$s_2 = 1,2 d$$

$$s_3 = 0,6 d$$

On procède tout à fait de la même manière au calcul des plateaux rectangulaires. Pour épargner le noyau, lors de la fonte du plateau, on donne au trou du plateau

tensions produites sont plus grandes. Cette circonstance oblige à serrer les écrous, ce que les intéressés font d'autant plus fortement que le besoin de cette opération se fait sentir plus souvent. Cela nuit à l'ancre, sans parler des inconvénients pouvant résulter, pour la fondation, de la nécessité fréquente du serrage des écrous. En tenant compte de ces conditions on adoptera de fortes ancres de fondation, c'est-à-dire qu'on déterminera leur diamètre de façon que les forces en jeu ne les exposent qu'à une fatigue relativement peu importante.

En général, nous prenons pour l'effort mécanique P , à transmettre par l'intermédiaire d'une ancre, trois quarts des valeurs indiquées par les égalités 154, 155, 160, 165 et 166; nous obtenons, en conséquence :

$$P = 135 d^2 \text{ à } 225 d^2,$$

si d est en centimètres, et :

$$P = 900 d^2 \text{ à } 1500 d^2,$$

si d est donné en pouces anglais.

L'influence des variations de la température, mentionnée dans la note au bas de cette page doit naturellement être prévenue, en cas de besoin, de la manière indiquée au même endroit.

La formule 154 donne, pour le diamètre d et la largeur s_1 du trou par lequel passe la clavette, le rapport (voir la note qui a conduit à l'égalité 143) :

$$300 d^2 = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - s_1 D \right) \frac{3}{4} 600,$$

d'où avec l'épaisseur de la clavette $s = \frac{D}{4}$ et $s_1 = \frac{6}{5} s = 0,3 D$ (le trou est exclusivement obtenu à la forge).

$$D = \infty \frac{5}{4} d.$$

La pression k sur les surfaces en contact de la clavette et de l'ancre atteint :

$$300 d^2 = s D k = \frac{D^2}{4} k = \frac{25}{64} k d^2$$

$$k = 768 \text{ kg.}$$

L'exécution ordinairement médiocre de l'ajustage ne permet pas aux surfaces sD de coïncider dans toute leur étendue; aussi cette valeur paraît-elle assez élevée. Si l'on admet

Si maintenant la force P , tendant à soulever la plaque en l'écartant de la fondation, vient à entrer en jeu, son action se bornera à réduire la pression entre la plaque et la fondation à $\beta P - P = (\beta - 1)P$, pendant que l'effort subi par l'ancre restera le même. Avec $\beta > 1$ le contact persistera entre la plaque et la fondation. $\beta - 1$ indique donc la valeur proportionnelle, dont P devrait augmenter encore avant la cessation du contact. En prenant $\beta = \frac{5}{4}$, P pourrait — dans l'hypothèse énoncée — augmenter de 25 % avant que la plaque cessât d'être en contact avec la fondation.

Dans le calcul qui précède, il a été tacitement supposé que la température de l'ancre, de la maçonnerie et du pied de machine reste toujours la même. Si cette supposition n'est pas justifiée, ce qui est le cas le plus fréquent, les conditions de tension changeront par suite des différences de coefficients de dilatation. Pour de grandes variations de température les changements pourront être assez importants, par exemple s'il s'agit d'ancres de grande longueur. Leur détermination par le calcul présente d'autant plus de difficultés que l'on ne connaît pas de valeurs suffisamment certaines des coefficients de dilatation applicables aux maçonneries, au béton, etc. L'emploi de points d'appui suffisamment élastiques obvie efficacement à l'influence nuisible des variations de température.

bas de page relative au développement de l'équation 516 concernant les « tuyaux à brides »). Les appuis *élastiques* d'écrous ou de vis constituent donc un moyen d'immobilisation. Nous avons déjà trouvé ce moyen employé figure 33, planche 2, les figures 35 et 36 de la planche 2 en montrant l'usage sous d'autres formes. La force d'inertie mentionnée plus haut ne permet pas toujours à l'écrou, malgré l'élasticité de son appui, de suivre les ébranlements ; aussi ne peut-on signaler ce moyen comme ayant une efficacité parfaite.

Pour la raison qui vient d'être donnée, on ne peut considérer le contre-écrou comme un moyen sûr d'immobiliser les vis.

On peut aussi assurer la position de l'écrou d'une vis en rendant difficile ou impossible tout mouvement réciproque de ces deux pièces. C'est la voie qui semble avoir été suivie de la manière la plus simple pour le dispositif de la figure 37, planche 2. La goupille qui traverse l'écrou et la vis ne permet pas l'entraînement de l'écrou au delà d'un demi-tour. Le moyen qui consiste à river plus ou moins bien, à coups de pointeau, la vis sur l'écrou, est aussi simple que le précédent ; mais, comme lui, il est souvent impossible de l'employer.

Les constructeurs font, pour la plupart, porter fortement les écrous sur leur appui et, pour assurer complètement l'immobilité de la vis, fixent cette dernière à l'appui. Les figures 38 à 44, planche 2, représentent des assemblages de ce genre, ceux des figures 41 et 44 sont brevetés en Allemagne (Nos 7277 et 44700). Pour ce dernier, il suffit de faire d'un fort coup de pointeau, une petite bosse à un endroit convenable, sur la rondelle que l'écrou porte à sa base.

Nous devons renoncer à indiquer ici d'autres modes de fixation des écrous et des vis. Le nombre en a augmenté très notablement depuis quelque temps. Nous reviendrons plus tard sur ce sujet, à propos des parties de machines qui nécessitent de tels moyens d'immobilisation.

B. ASSEMBLAGES INAMOVIBLES

Rivets

1. Exécution des rivures, type de ce genre d'assemblage, matières servant à exécuter les assemblages à rivure.

Pour assembler, au moyen d'une *rivure*, deux barres ou plaques a_1 et a_2 , on introduit

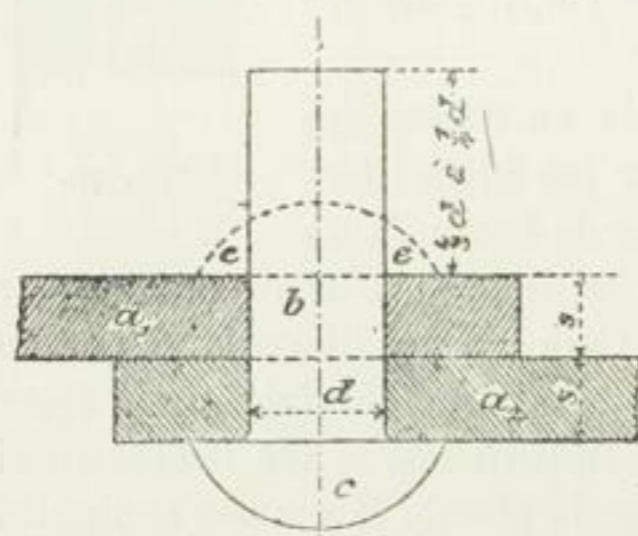


Fig. 71.

dans les trous superposés de ces pièces un cylindre b ordinairement en fer tenace. Ce cylindre, pourvu d'une tête c , est le rivet sur lequel on produit ensuite, par refoulement et martelage, une tête e dessinée en trait pointillé. Le refoulement et la formation de la tête se faisaient autrefois au moyen d'un travail manuel : la *rivure à la main*. Maintenant l'usage se répand, assez lentement toutefois, de machines (presses) qui effectuent la « *rivure mécanique* ».

Pour défaire un assemblage exécuté par ce moyen, il faut nécessairement supprimer l'une des deux têtes.

7/4

L'assemblage est donc inamovible d'après la définition de la page 89. Nous aurons plus tard à examiner si l'on peut compter sur cet assemblage pour la transmission de forces qui changent de direction.

La tête *c*, qui existait avant la rivure, se nomme *première tête* ou *tête de pose* ; la tête *e*, formée par le rivetage, se nomme *seconde tête* ou *tête fermante*. La partie cylindrique du rivet s'appelle *tige*.

Ordinairement on introduit le rivet dans les trous des plaques après l'avoir chauffé au rouge vif ; cela permet d'abord de façonner la tête fermante sans nuire notablement à la ténacité du métal ; en outre, la contraction opérée sur la tige du rivet par le refroidissement produit un contact intime des plaques. L'assemblage s'appelle, dans ce cas, rivure à *chaud*. La rivure est dite à *froid*, quand elle s'exécute sans chauffage préalable des rivets.

On distingue en outre les assemblages à rivures à *une, deux ou plusieurs coupes*, suivant que les rivets d'une section transversale doivent être coupés transversalement une fois, fig. 72, page 152, deux fois, fig. 73, page 159 ou plusieurs fois, fig. 74, quand on détruit l'assemblage en le coupant perpendiculairement à l'axe du rivet.

Les assemblages à rivures sont dits à *un, deux ou plusieurs rangs*, suivant que les coutures de rivets sont disposées sur un rang, fig. 72, page 152 et fig. 73, page 159, sur deux rangs, fig. 75 et 76, page 156, fig. 77 à 79, pages 160 à 167, ou sur plusieurs rangs, fig. 80, page 158 et fig. 81, page 167.

Les rivures comme celles de la figure 75, page 156, dans laquelle les rivets d'un rang alternent avec ceux de l'autre rangée, sont désignées sous le nom de *rivures en zigzag* ; les assemblages dont les rivets, comme ceux de la figure 76, page 156, sont disposés les uns derrière les autres se nomment *rivures parallèles* ou à *chaîne*.

Suivant les conditions que l'on doit imposer aux assemblages à rivures on distingue :

- 1° les rivures ayant seulement à résister à des forces et n'exigeant que de la *solidité* (constructions en fer) ;
- 2° les rivures qui, tout en ayant à résister à des forces importantes, doivent opposer une fermeture étanche à des liquides ou à des gaz ; rivures qui, par conséquent, doivent être à la fois *solides* et *étanches* (chaudières à vapeur, etc.) ;
- 3° les rivures qui, ayant à fournir une résistance relativement minime, doivent, par contre, rester *étanches* (réservoirs d'eau et de gaz, cheminées en fer, etc.).

L'étanchéité d'une couture de rivets s'obtient, avec des plaques d'environ 5 mm et au-dessus, au moyen du matage. Ce travail consiste en un rabattement du bord de la plaque, un peu biseauté dans ce but (voir fig. 72, page 152), au moyen du matoir auquel on donne depuis quelque temps, pour ménager la plaque inférieure, un bout dont la surface est arrondie. Pour obtenir une étanchéité complète, on mate aussi les têtes de rivets à leur circonférence.

Dans l'agencement d'une couture de rivets qui doit être soumise au matage, *il est nécessaire de veiller à ce que cette opération soit possible. Il faut aussi prévoir la place nécessaire à l'introduction de chaque rivet.*

Les déformations élastiques subies par l'assemblage *ne doivent pas s'étendre au joint maté*, si l'on tient à ce que l'étanchéité reste complète.

Il est pratiquement impossible de bien mater des plaques au-dessous de 5 mm d'épaisseur. En pareil cas l'étanchéité s'obtient à l'aide d'une matière obturatrice. Ordinairement on met, entre les surfaces dont on veut boucher les interstices, une bande de papier ou de toile, d'une largeur égale à celle du recouvrement des plaques, cette bande est préalable-

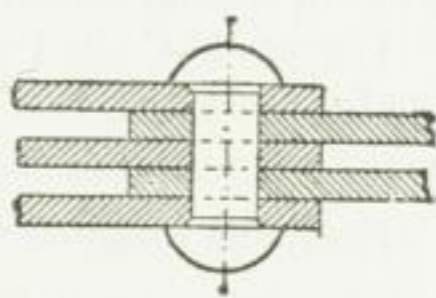


Fig. 74.

ment trempée dans une peinture au minium. Quelquefois aussi l'on se sert de ficelles ou d'autres matières imprégnées de minium.

La matière dont l'emploi est surtout à considérer, dans l'exécution d'un assemblage à rivure, est le fer soudant ou fondu, ou l'acier fondu suffisamment tenace, sous forme de tôles et de barres.

On peut se procurer des tôles rectangulaires qui, suivant leur longueur et leur poids, atteignent des largeurs de 2400 mm et plus, ainsi que des disques circulaires dont le diamètre atteint 2800 mm et plus. L'épaisseur des tôles va jusqu'à 40 mm. Dès 1880, l'usine de l'*Union*, à Dortmund, exposait entre autres produits, à Dusseldorf, une tôle de 11 000 mm de longueur, 2420 mm de largeur et 10 mm d'épaisseur, dont le poids était de 2080 kg. *Fr. Krupp*, à Essen, exposait en 1893, à Chicago, entre autres produits, une tôle de chaudière en fer fondu soudable, Siemens-Martin, de 20 m de longueur, 3,3 m de largeur et 32 mm d'épaisseur, pesant 16 200 kg, ainsi qu'un disque circulaire (fond de chaudière), en fer fondu Siemens-Martin, de 3900 mm de diamètre et 38 mm d'épaisseur, pesant 3440 kg.

D'après le Code d'usages établi en 1893 par l'*Union des Maîtres de forges allemands*, pour les fournitures de fer et d'acier, on admet généralement les écarts suivants sur les dimensions demandées.

Écarts de longueur et de largeur :

pour des tôles ayant jusqu'à 18 mm d'épaisseur, jusqu'à + 10 mm sur la longueur,
 » + 6 » » largeur,
 pour des tôles dépassant 18 mm d'épaisseur, jusqu'à + 15 » » longueur,
 » + 10 » » largeur.

Écarts d'épaisseur :

	Différence entre la plus petite et la plus grande épaisseur pour des épaisseurs demandées en millimètres.		
	de 5 à 7 mm	de 7 à 10 mm	de 10 mm et au-dessus
Largeur jusqu'à 1600 mm	1,2	0,9	0,9
» de 1600 à 1800 mm	1,8	1,7	1,7
» » 1800 » 2100 »	2,0	1,7	1,7
» » 2100 » 2700 »	—	—	2,3
» » 2700 » 3000 »	—	—	2,9

Pour des largeurs de 2100 mm et des épaisseurs jusqu'à 10 mm, ainsi que pour des largeurs supérieures à 3000 mm, les tôles doivent être acceptées telles qu'elles sont, quand le plus faible endroit mesuré répond à la demande.

Exemples :

Largeurs demandées	2700 mm	1900 mm	1700 mm
Minimum d'épaisseur demandé	15 »	9 »	5 »
Épaisseur admissible pour les points les plus épais	17,3 »	10,7 »	6,8 »

Au point de vue de l'épaisseur et du poids, on admet les écarts suivants pour les tôles dont l'épaisseur est inférieure à 5 mm.

5 % en plus ou en moins pour les épaisseurs de 2 à 5 mm,
 7 » » » » » 1 » 2 » ,
 9 » » » » » 0,5 » 1 » ,

on suppose toutefois que les largeurs et les longueurs des tôles ne dépassent pas certaines limites données dans le « Code des usages ».

La mesure des épaisseurs doit s'opérer au moyen d'une jauge à vis ; les points mesurés doivent être à 40 mm au moins des bords et 100 mm au moins des angles de la tôle.

L'acquéreur des tôles doit tolérer un écart de 3 % en plus ou en moins du poids calculé. Cet écart ne s'applique pas à une seule plaque en particulier, mais à toute la livraison. Pour une seule plaque, la tolérance de poids doit atteindre 5 % en plus ou en moins et pour des tôles au-dessus de 2400 et jusqu'à 2700 mm de largeur, avec des épaisseurs de 10 mm et plus, elle doit aller jusqu'à 8 %. Les tôles de 2100 à 2700 mm de largeur et dont l'épaisseur est inférieure à 10 mm, ainsi que les tôles de toutes épaisseurs dont la largeur dépasse 2700 mm doivent, au point de vue du poids, être acceptées telles qu'elles sont.

La *Société des laminoirs allemands à grosses tôles* a récemment publié l'ensemble de renseignements qui résulte des tableaux suivants.

Liste générale des suppléments de prix pour les grosses tôles, de 5 à 40 mm d'épaisseur inclusivement, en fer fondu et en fer soudant.

Édition d'avril 1898.

Pour le calcul des tôles, on se base sur :

- 1° le *prix de base* qui varie selon la qualité demandée et se détermine pour chaque cas particulier ;
- 2° les *suppléments de prix* qui s'ajoutent au prix de base et sont fixés comme suit :

I. TÔLES EN FER FONDU.

Le prix de base s'applique aux mesures et poids normaux suivants :

Pour une épaisseur de :	5 mm inclusivem ^t à 6 mm exclusivem ^t	6 mm inclusivem ^t à 7 mm exclusivem ^t	7 mm inclusivem ^t à 8 mm exclusivem ^t	8 mm inclusivem ^t à 9 mm exclusivem ^t	9 mm inclusivem ^t à 10 mm exclusivem ^t	10 mm inclusivem ^t et au-dessus
Largeur et diamètre ...	1600 mm	1600 mm	1700 mm	1800 mm	1900 mm	2000 mm
Surface.....	5 1/2 mq	6 mq	6 1/2 mq	7 mq	7 1/2 mq	8 mq
Poids	500 kg	600 kg	700 kg	800 kg	900 kg	1000 kg

A. Suppléments de prix pour mesure et poids.

Quand les mesures et poids normaux ci-dessus sont dépassés, on compte les suppléments de prix suivants :

	Francs pour 1000 kg
a, pour chaque excédent de 25 mm, ou fraction de 25 mm, en sus de la largeur ou du diamètre normaux	2,50
b, pour chaque 0,1 mq ou fraction de 0,1 mq, en sus de la surface normale	1,25
c, pour chaque cinquantaine ou fraction de cinquantaine de kg, en sus du poids normal	6,25

B. Suppléments de prix pour forme.

Les tôles rondes et demi-rondes sont calculées avec un supplément de 20 % sur le prix résultant de la majoration pour la mesure et le poids des disques terminés.

Les autres formes de tôles sont calculées comme plaques rectangulaires, avec une majoration de F. 62,50 par 1000 kg pour le déchet de coupe.

Les tôles dont l'obliquité totale de coupe ne dépasse pas 70 mm, et celles dont la flèche de courbure ne dépasse pas 50 mm, ne sont pas considérées comme tôles de forme spéciale.

II. TÔLES EN FER SOUDANT.

Le prix de base s'applique aux mesures et poids normaux suivants :

Pour une épaisseur de		5 mm	7 mm	10 mm
		inclusivement à 7 mm exclusivement	inclusivement à 10 mm exclusivement	inclusivement et au-dessus
Largeur {	des plaques rectangulaires	1500 mm	1700 mm	
		4,5 mq	6,0 mq	
Diamètre des plaques rondes		1600 mm	1800 mm	1900 mm
Poids		500 kg		

A. Suppléments de prix pour mesure et poids.

Quand les mesures et poids normaux ci-dessus sont dépassés, on compte les suppléments de prix suivants :

	Francs pour 1000 kg
a, pour chaque excédent de 25 mm, ou fraction de 25 mm, en sus de la largeur ou du diamètre normaux	2,50
b, pour chaque 0,1 mq, ou fraction de 0,1 mq, en sus de la surface normale	1,25
c, pour chaque cinquantaine ou fraction de cinquantaine de kg, en sus du poids normal, jusqu'à 800 kg.	12,50
pour les plaques plus lourdes que 800 kg, ce supplément de prix n'est calculé que jusqu'à ce poids, au-dessus duquel le supplément de prix n'est plus, par cinquantaine, ou fraction de cinquantaine de kg, que de	6,25

B. *Suppléments de prix pour forme.*

Comme pour le fer fondu.

III. FONDS NORMAUX, EN FER FONDU OU SOUDANT AVEC BORDS ÉTIRÉS A LA MACHINE.

A. *Calcul du prix de base.*

Pour les fonds à bords étirés à la machine, le *prix de base* est celui des tôles rondes nécessaires à leur fabrication (voir ci-dessus I. B. et II. B.); on calcule, en outre, pour les fonds au-dessous de 1800 mm de diamètre, un supplément qui est généralement de 175 mm, et, pour les fonds de 1800 mm de diamètre et au-dessus, un supplément qui atteint ordinairement 250 mm.

B. *Suppléments de prix.*

L'augmentation pour frais de pressage des fonds s'obtient d'après les indications des tableaux pages 134 et 135; *pour les fonds isolés, elle doit atteindre au moins F. 3,75.*

Une augmentation spéciale, à débattre, est stipulée pour *les fonds ayant un bord à surface droite de plus de 100 mm.*

Pour les fonds avec bord capable de recevoir une double couture de rivets, les poids des fonds normaux doivent se calculer avec une majoration de 10 %.

Les prix de diverses pièces façonnées (parties de chaudières, tôles bombées et pour tonneaux, fonds en assiette, dômes et fonds de diffuseurs, etc.) s'établissent en prenant pour base des spécifications et des dessins

Tableau des poids de fonds normaux.

a. Fonds plats.

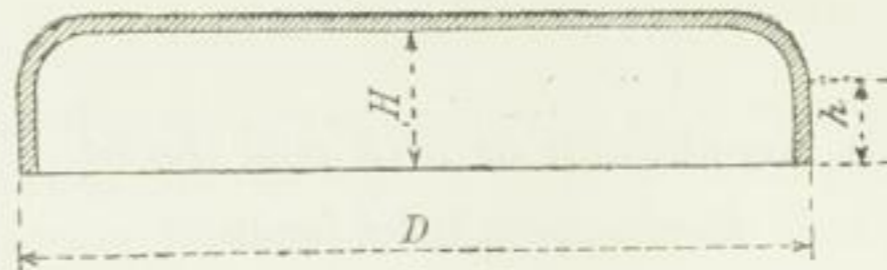


Fig. 82.

Les nombres en chiffres *cursifs* désignent la plus-value en francs pour le pressage, sur 1000 kg.

Épaisseur en millimètres			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26		
Avec un accroissement de la hauteur h =			50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100												
D	h	H	350		287,50		225		162,25		100		75		50		D								
300	50	70	7	8	10	11	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300	
350	"	"	9	11	13	15	16	18	20	22	24	26	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	350	
400	"	"	11	13	15	17	19	22	24	26	28	31	33	35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400	
450	"	"	13	15	18	21	23	26	29	32	34	37	40	42	45	—	—	—	—	—	—	—	—	450	
500	"	"	15	18	21	24	27	30	33	37	40	43	46	49	52	55	—	—	—	—	—	—	—	500	
550	55	75	18	22	25	29	32	36	40	43	47	50	54	58	62	64	68	—	—	—	—	—	—	550	
600	"	"	20	25	29	33	37	41	45	49	52	58	62	66	70	74	78	82	—	—	—	—	—	600	
650	"	"	24	28	33	38	43	48	54	58	62	68	72	78	82	88	92	98	100	110	115	120	—	650	
700	"	"	27	32	37	43	48	54	60	64	70	76	80	86	92	98	105	110	115	120	125	130	—	700	
750	"	80	30	36	42	48	54	60	66	72	78	84	90	96	105	110	115	120	125	135	140	145	—	750	
800	"	"	33	40	46	54	60	66	74	80	86	92	100	105	115	120	125	135	140	145	155	160	—	800	
850	60	85	38	45	52	60	68	74	82	90	96	105	110	120	130	140	145	155	160	170	180	185	195	850	
900	"	"	41	49	58	66	74	82	90	98	105	115	120	130	140	145	155	160	170	180	185	195	—	900	
950	"	"	45	54	62	72	80	88	98	105	115	125	130	140	150	160	170	175	185	195	205	210	—	950	
1000	"	"	50	60	70	78	88	98	110	115	125	135	145	155	165	175	185	195	205	210	220	230	—	1000	
1050	"	"	54	64	74	86	96	105	115	125	135	145	155	165	175	185	200	210	220	230	240	250	—	1050	
1100	65	90	60	72	82	94	105	115	125	135	150	160	170	180	190	205	215	225	235	250	260	270	—	1100	
1150	"	"	64	76	88	100	110	125	135	150	160	170	185	195	205	220	230	240	255	265	280	290	—	1150	
1200	"	"	70	84	96	110	125	135	150	160	175	185	200	215	225	240	250	265	275	290	300	315	—	1200	
1250	"	"	—	92	100	115	130	145	160	170	185	200	215	230	240	255	270	285	300	315	330	345	—	1250	
1300	"	"	—	95	110	125	140	155	170	185	200	215	230	240	260	270	285	300	315	330	345	360	—	1300	
1350	"	"	—	—	115	130	150	165	180	195	210	230	245	260	275	290	305	320	340	355	370	385	—	1350	
1400	70	100	—	—	125	145	160	175	195	210	225	240	260	275	295	310	325	340	350	375	395	410	—	1400	
1450	"	"	—	—	135	150	170	185	205	220	240	260	275	295	310	330	350	370	390	405	425	445	—	1450	
1500	"	"	—	—	—	160	180	200	215	235	255	275	295	310	330	350	370	390	410	430	450	470	—	1500	
1550	"	"	—	—	—	170	190	210	230	250	270	290	310	330	350	370	390	410	430	450	470	490	—	1550	
1600	"	"	—	—	—	—	200	220	240	265	285	305	330	350	375	395	415	440	460	480	500	530	—	1600	
1650	75	110	—	—	—	—	215	235	260	280	305	325	350	370	395	415	440	465	485	510	530	550	—	1650	
1700	"	"	—	—	—	—	225	250	270	295	320	340	365	390	415	440	460	485	510	530	560	580	—	1700	
1750	"	"	—	—	—	—	—	260	285	310	335	360	385	410	435	460	485	510	540	560	590	620	—	1750	
1800	"	"	—	—	—	—	—	270	300	325	350	380	410	435	460	485	510	540	570	600	620	650	—	1800	
1900	"	"	—	—	—	—	—	—	330	360	390	420	450	480	510	540	570	600	630	660	690	720	950	1900	
2000	80	115	—	—	—	—	—	—	395	430	460	495	530	560	590	620	660	690	720	760	790	820	—	2000	
2100	"	120	—	—	—	—	—	—	435	470	500	540	570	610	650	680	720	750	790	820	860	900	—	2100	
2200	85	125	—	—	—	—	—	—	—	510	550	590	630	660	700	740	780	820	860	900	930	970	—	2200	
2300	"	"	—	—	—	—	—	—	—	—	600	640	680	720	760	800	850	890	930	970	1010	1050	—	2300	
2400	"	"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	640	690	730	780	830	880	920	970	1010	1060	1100	1140	—	2400
2500	90	130	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	750	800	850	900	940	990	1040	1090	1140	1190	1240	—	2500
2600	"	135	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	810	860	910	960	1010	1070	1120	1170	1220	1280	—	2600
Épaisseur en millimètres			137,50																				100		
Épaisseur en millimètres			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26		

Suivant les formes encore disponibles, on tolère sur la hauteur H des écarts allant jusqu'à 25 mm. Les poids indiqués n'ont qu'une précision approximative, et l'usine ne s'engage en rien à les obtenir exactement. Pour le surplus, on peut se reporter au tableau des fonds publié par l'usine.

20

b. Fonds creux.

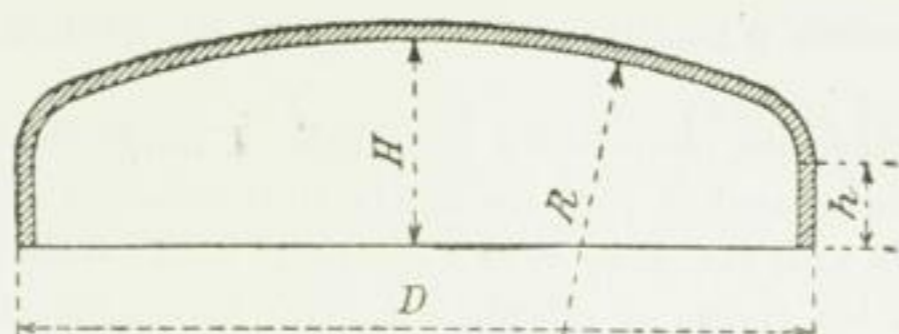


Fig. 83.

Les nombres en chiffres *cursifs* désignent la plus-value en francs pour le pressage, sur 1000 kg.

Épaisseur en millimètres				6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26			
Avec un accroissement de la hauteur h =				50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100													
D	h	H	R	412,50	300	237,50	175							112,50											87,50	D	
300	50	95	350	7	9	11	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300	
350	100	400		9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	350	
400	105	500	350	11	13	16	18	20	23	25	27	29	32	34	36	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400	
450	115	550		13	16	19	21	24	27	29	32	35	38	40	43	46	—	—	—	—	—	—	—	—	—	450	
500	120	600		16	19	22	25	28	32	35	38	41	44	48	52	54	58	—	—	—	—	—	—	—	—	500	
550	125	700	287,50	19	22	26	30	33	37	41	44	48	52	56	60	64	68	72	—	—	—	—	—	—	—	550	
600	135	750		22	26	30	34	38	42	47	50	54	60	64	68	72	76	80	84	—	—	—	—	—	—	600	
650	140	800	225	24	29	34	39	44	48	54	58	64	68	74	78	82	88	92	98	100	110	115	120	130	135	650	
700	145	900		27	33	38	44	50	56	60	66	72	78	84	88	94	100	105	110	115	120	130	135	140	150	700	
750	155	950		30	37	43	54	56	62	68	74	80	86	92	100	105	110	115	120	130	135	145	150	155	165	750	
800	160	1000		34	41	48	56	62	68	76	82	90	96	105	110	115	125	130	135	145	150	160	165	175	180	800	
850	165	1050	142,50	38	45	54	60	68	76	84	90	98	105	115	120	130	135	145	150	160	165	175	185	195	200	850	
900	175	1150		44	52	60	70	78	86	94	100	110	120	125	135	140	150	160	165	175	185	195	200	210	220	900	
950	180	1200		47	56	66	74	84	92	100	110	120	130	140	145	155	165	175	180	190	200	210	220	230	240	950	
1000	185	1300		52	62	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	175	185	195	205	215	225	235	245	255	1000	
1050	195	1300		56	68	78	88	98	110	120	130	140	150	160	170	180	195	205	215	225	235	245	255	265	275	1050	
1100	200	1400		62	74	86	96	105	120	130	140	150	165	175	185	200	210	220	230	245	255	265	280	290	300	1100	
1150	205	1500	137,50	66	78	90	105	115	130	140	150	165	175	190	200	210	225	235	250	260	275	285	300	310	325	1150	
1200	215	1500		74	86	100	115	125	140	150	165	180	190	205	220	230	245	260	270	285	300	310	320	330	350	1200	
1250	220	1600		—	92	105	120	135	150	160	175	190	205	220	235	245	260	275	290	305	320	330	340	350	—	1250	
1300	225	1700		—	98	110	130	145	160	175	190	205	220	235	250	265	280	295	310	325	340	355	370	—	1300		
1350	235	1700		—	—	120	135	150	170	185	200	215	230	250	265	280	300	315	330	345	360	380	395	—	1350		
1400	240	1800		—	—	130	145	160	180	195	215	230	250	265	285	300	315	335	350	370	385	405	420	—	1400		
1450	245	1900	112,50	—	—	140	155	175	195	210	230	250	265	285	305	320	340	360	375	395	415	430	455	—	1450		
1500	255	1900		—	—	—	165	185	205	225	245	265	285	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	—	1500		
1550	260	2000		—	—	—	175	195	215	235	260	280	300	320	340	365	385	405	425	450	470	490	510	—	1550		
1600	265	2100		—	—	—	—	205	225	250	270	295	315	340	360	385	405	430	450	475	495	520	540	—	1600		
1650	275	2100		—	—	—	—	—	220	240	265	290	315	335	360	385	405	430	455	475	500	520	550	570	—	1650	
1700	280	2200	100	—	—	—	—	—	230	255	280	305	330	355	380	405	430	455	480	500	530	550	580	600	—	1700	
1750	285	2300		—	—	—	—	—	270	295	320	345	370	400	425	450	475	500	530	560	580	610	640	—	1750		
1800	295	2300		—	—	—	—	—	280	310	335	365	390	420	445	475	500	530	560	580	610	640	670	—	1800		
1900	305	2450		—	—	—	—	—	—	340	370	400	430	460	495	520	560	590	620	650	680	710	740	770	—	1900	
2000	320	2600	150	—	—	—	—	—	—	—	405	440	475	510	540	580	610	640	680	710	740	780	810	850	—	2000	
2100	330	2750		—	—	—	—	—	—	—	—	450	485	520	560	600	630	670	710	740	780	820	850	890	930	2100	
2200	340	2900		—	—	—	—	—	—	—	—	—	530	570	610	650	690	730	770	810	850	890	930	970	1010	2200	
2300	350	3050		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	610	660	700	740	780	830	870	910	960	1000	1040	1090	2300	
2400	360	3200		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	660	710	760	810	850	900	940	990	1040	1080	1130	1180	2400
2500	370	3300		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	730	780	830	880	930	980	1030	1080	1130	1180	1230	1280	2500
2600	380	3400		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	780	840	890	940	1000	1050	1110	1160	1210	1270	1330	1380	2600
Épaisseur en millimètres				212,50											162,50											112,50	
				6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26			

Suivant les formes encore disponibles, on tolère des écarts allant jusqu'à 20^{mm} sur la hauteur H et jusqu'à 10% sur le rayon de courbure R. Les poids indiqués n'ont qu'une précision approximative et l'usine ne s'engage en rien à les obtenir exactement. Pour le surplus, on peut se reporter aux tableaux des fonds publiés par l'usine.

Pour les *fonds bombés* de chaudières avec tube à flamme ayant *pour ce tube une ouverture* placée excentriquement et dont les bords sont ramenés vers l'intérieur, ou *deux ouvertures* dont les bords sont ramenés vers l'intérieur ou l'extérieur, avec ou sans trou *d'homme*, ainsi que pour les *fonds de dômes*, etc., voir les pages 189 et 190.

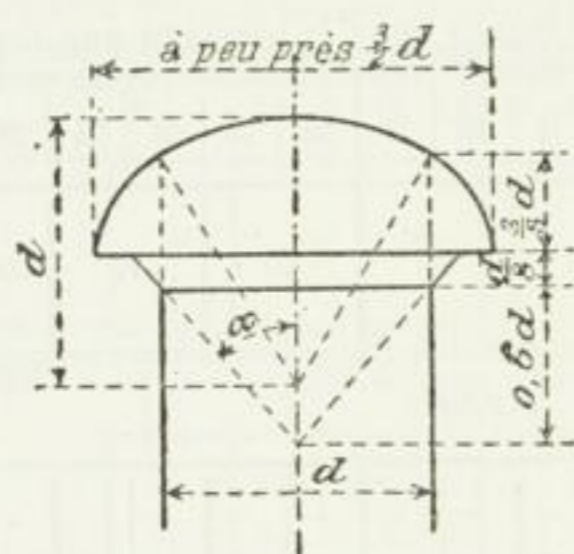


Fig. 84.

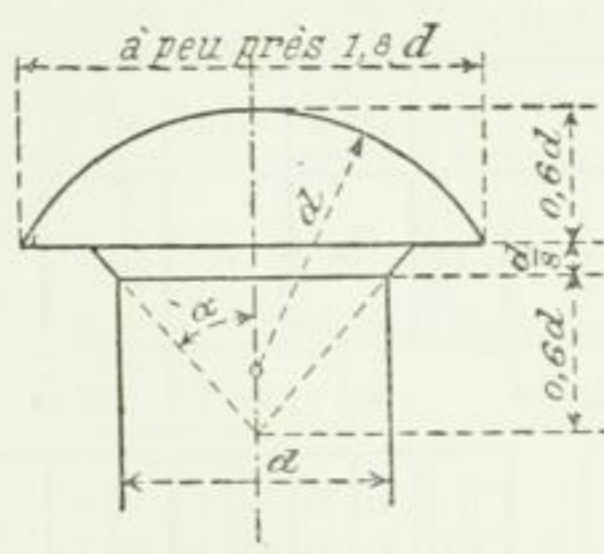


Fig. 85.

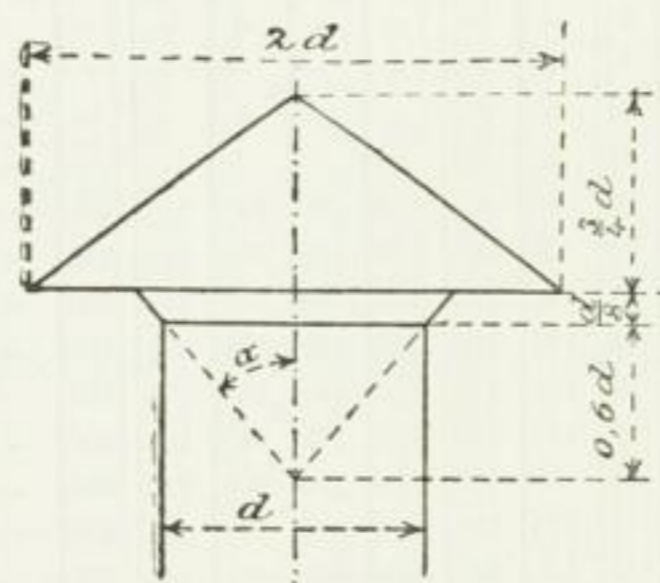


Fig. 86.

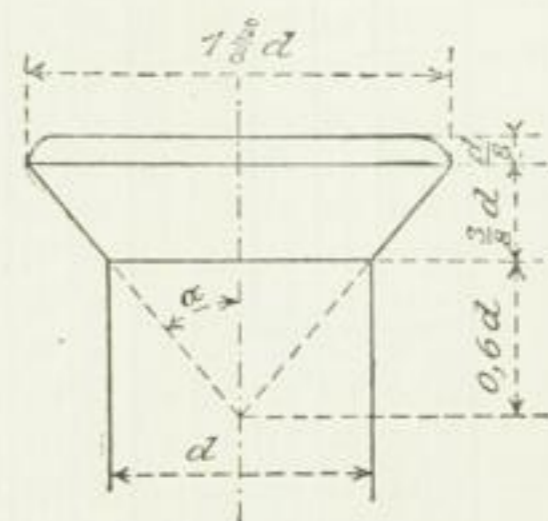


Fig. 87.

Au sujet de la qualité des tôles les remarques nécessaires ont été faites pages 43 et suivantes.

Suivant les qualités exigées de la tôle, on choisira telle ou telle matière. Les réservoirs d'eau ou les récipients analogues pour lesquels, en prévision des détériorations causées par la rouille, le choix de l'épaisseur présente une grande importance, peuvent se faire avec des tôles ordinaires. Il faut de bonnes tôles pour les chaudières à vapeur, et les parties de ces chaudières immédiatement exposées au feu ou destinées à être courbées ou soudées, nécessitent l'emploi de tôles de qualité tout à fait supérieure, surtout si l'on tient compte de la diminution de ténacité qui se produit aux températures élevées (voir pages 64 et suivantes).

Le fer en barres est désigné d'après la forme de sa section transversale sous les noms de fer plat, carré, rond, cornière, à Γ , en \mathbf{I} , en \square , etc. Le nombre des formes de section est si considérable, que nous devons renvoyer nos lecteurs aux catalogues de profils publiés par les diverses forges et dans lesquels on trouve généralement aussi les profils dits normaux.

Pour les rivets, il faut employer une matière absolument homogène et aussi tenace que possible (voir pages 43 et suivantes).

Les figures 84 à 87 indiquent les *formes des têtes de rivets* ; les figures 84 et 85 montrent des têtes terminées à la bouterolle, elles sont ordinairement indiquées comme particu

lièrement convenables, la première aux assemblages qui exigent de la solidité, la seconde aux assemblages qui ont à la fois besoin d'être solides et étanches. Les figures 86 et 87 montrent des têtes de rivets terminées au marteau sans emploi de la bouterolle, la première tête est dite relevée, la seconde est une tête noyée. Les quatre têtes ont pour base de leur partie noyée le même angle α dont la $\cotg = 1,2$.

Quand on se sert de rivets à *tête noyée*, il faut nécessairement tenir compte de l'affaiblissement particulier de la section de la tôle, résultant de l'enfoncement de la tête, et compenser cet affaiblissement en augmentant convenablement l'écartement des rivets.

La formation d'une tête relevée exige une longueur de tige de $\frac{4}{3}d$ à $\frac{7}{4}d$ (fig. 71, page 128).

L'exécution des trous de rivets s'opère à l'aide du poinçonnage ou du forage. Il est, en tous cas, à désirer que les trous des plaques à river se superposent avec une précision suffisante¹.

Le premier mode d'exécution, qui est le moins coûteux, suppose une bonne matière, de ténacité suffisante². Le poinçonnage diminue naturellement la ténacité et, en supposant que l'on ne recuise pas la tôle ou la plaque poinçonnée³, est seulement admissible dans les cas où une diminution de ténacité n'a pas d'inconvénients. D'ailleurs, les trous poinçonnés ne sont pas cylindriques mais un peu coniques, leur largeur est plus grande du côté de la tôle qui se trouve en dessous lors du poinçonnage.

¹ La figure 88 montre comment on a péché quelquefois, et, comme on le fait encore à présent, d'une manière inexcusable, contre cette règle; cette figure représente les rivets d'un assemblage que l'on a



Fig. 88.

détruit, les deux rivets placés à droite n'ont pu être extraits qu'à l'aide d'un forage.

² La figure 89 montre comment une matière de mauvaise qualité se comporte au poinçonnage.

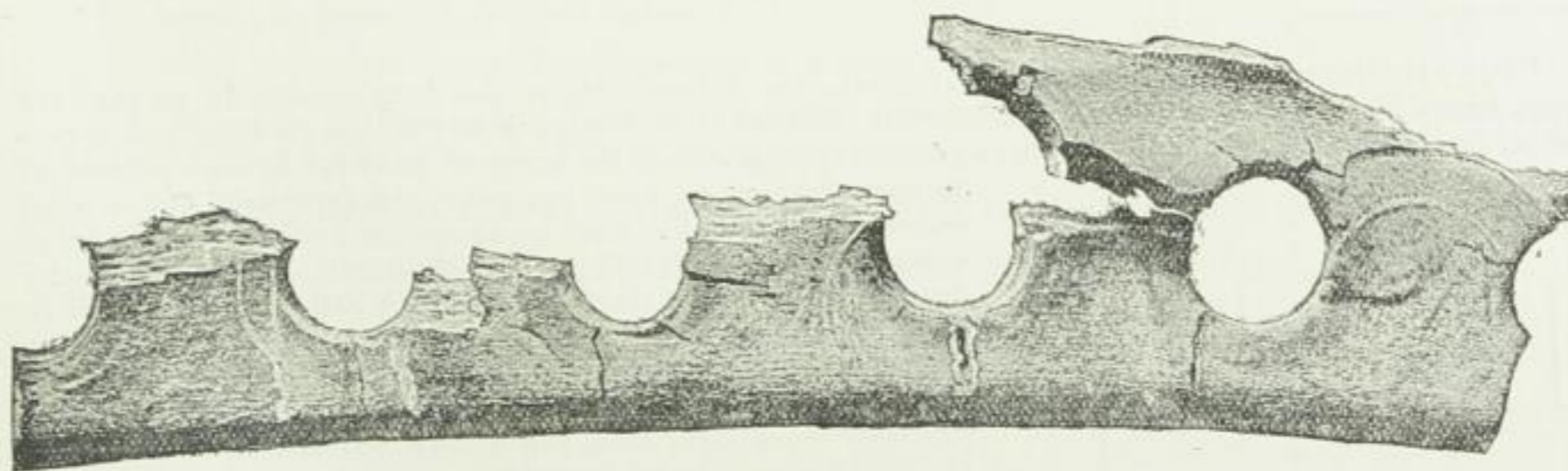


Fig. 89.

³ On recuit ordinairement les tôles de chaudières à vapeur, après le poinçonnage des trous, pour les rendre plus flexibles; on veille, lors de cette opération, à ce que la partie poinçonnée soit aussi portée au rouge de façon à n'avoir à craindre, à la suite du poinçonnage, aucune altération persistante de la ténacité.

Le forage des trous est supérieur au poinçonnage en ce qu'il donne la possibilité d'une plus grande précision de travail, c'est-à-dire d'une coïncidence plus parfaite des trous sur les tôles ou plaques à river. Toutefois ces résultats ne peuvent s'obtenir avec une certitude complète que si les pièces sont superposées pendant le forage. Ce procédé s'impose toutes les fois que l'on doit attacher une grande valeur à la superposition exacte des trous, ainsi que dans les cas où le recuit n'est pas praticable ; il a l'avantage de ne nuire en rien à la ténacité de la matière. Au reste, si les trous sont poinçonnés un peu petits, puis rectifiés au moyen d'un alésoir, des petits défauts de concordance peuvent se corriger d'une manière satisfaisante ¹.

Au sujet de l'influence du mode de perçage sur la résistance des assemblages à rivets au glissement, voir le paragraphe final de l'article *a*, page 144.

2. Calcul des rivures.

Généralités.

Le rivet introduit à chaud a une tendance à se contracter en refroidissant et, par suite, à presser fortement les plaques l'une sur l'autre ; il se produit, pendant ce temps, des tensions longitudinales dans sa tige. En même temps que la contraction dans le sens de l'axe du rivet, il s'en produit une perpendiculaire à cet axe et due, premièrement, au refroidissement du rivet et, secondement, à la contraction transversale qui accompagne les tensions (et extensions) longitudinales (pages 1 et suivantes). De là résulte que *la tige du rivet, même si dans son état primitif (lorsqu'elle est chaude), elle s'applique sur la paroi du trou, ne peut plus, lorsqu'elle est refroidie, toucher cette même paroi. Par conséquent, tant qu'il ne s'est pas produit de glissement entre les plaques assemblées par des rivets, la tige de ceux-ci ne touche pas la paroi du trou et ne peut subir l'action des forces que cette paroi devrait exercer perpendiculairement à son axe.*

Le frottement s'oppose à un certain glissement des plaques pressées l'un sur l'autre. La grandeur *R* de cette résistance au glissement peut, par exemple, se mesurer, pour l'assemblage de la fig. 91, sur laquelle le frottement entre en ligne de compte pour deux couples de surfaces, au moyen de l'égalité :

$$R = 2 Q \mu$$

¹ Des expériences ont été exécutées pour étudier la valeur relative des deux modes de perçage des trous. Jusqu'à ces derniers temps, on a souvent comparé la résistance à la traction de bandes non percées *a*, fig. 90, à celle de bandes forées et poinçonnées, *b*, *c* et *d*. On a trouvé pour les bandes percées et poinçonnées, et en tous cas pour ces dernières, quand elles étaient recuites, quand les trous étaient rectifiés à l'alésoir, et quand la matière n'avait pas subi d'altérations, que la ténacité des bandes *b*, *c* et *d* était supérieure à celle de *a*. Bien que ce résultat soit tout à fait naturel et doive être prévu comme une conséquence de l'empêchement apporté à la contraction transversale (déjà traité par l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1880, pages 285 et suivantes, voir aussi § 7 et § 9 de *Elasticität und Festigkeit*), on s'est efforcé, de plusieurs manières, de l'élucider. Les résultats des expériences exécutées avec des barres *a* sur lesquelles la contraction transversale qui

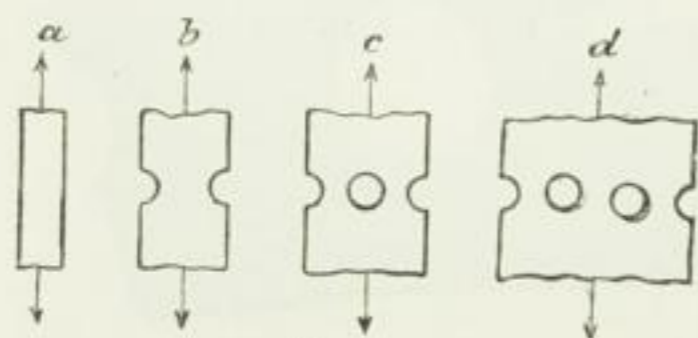


Fig. 90.

accompagne l'extension longitudinale (voir pages 1 et 2), peut s'exercer sans obstacles ne peuvent généralement se comparer, tels quels, avec les résultats donnés par les essais à la traction exécutés sur les barres *b*, *c* et *d*, dont la contraction transversale au voisinage de la section de rupture est rendue plus ou moins difficile, abstraction faite de toute autre circonstance.

si l'on désigne par :

Q la force avec laquelle les rivets pressent les deux plaques extérieures contre la plaque intérieure,

μ un coefficient qui dépend surtout de la nature et de l'état des surfaces qui ont à glisser l'une sur l'autre.

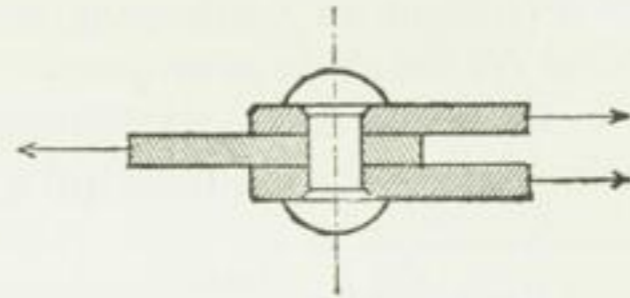


Fig. 91.

Q dépend de la température que possédait le rivet au moment du façonnage de la tête fermante, de la température que présentaient, en même temps, les plaques au voisinage du trou, et aussi de la matière et de la longueur du rivet, du mode d'introduction et du soin avec lequel cette introduction a été opérée, de l'énergie avec laquelle les deux plaques sont pressées l'une contre l'autre, etc. A défaut d'expériences démonstratives, ces influences ne peuvent, ni isolément ni simultanément, entrer dans les calculs avec une exactitude quelconque. Tel est d'autant moins le cas pour le coefficient μ qui, pour l'état ordinaire des surfaces de la tôle, etc., et la grandeur de la pression avec laquelle les plaques portent l'une sur l'autre quand la rivure est bonne, *ne peut être considéré comme un simple coefficient de frottement*. Dans ces conditions la résistance R au frottement se dérobe à toute détermination par voie de calcul. Par contre, les expériences connues sur R (voir pages 145 et suivantes), montrent que pour des rivures, convenablement exécutées dans de bons ateliers et de dimensions moyennes, on peut compter sur 1000 à 1500 kg de résistance due au frottement, par centimètre carré de section du rivet, pour chaque couple de surfaces en contact.

Si la force à laquelle l'assemblage à rivure est soumis augmente constamment, elle finit par dépasser cette résistance, les plaques glissent, la tige du rivet vient toucher la paroi du trou et finalement, après une déformation qui s'étend assez loin (extension des trous dans le sens de la force de traction, crevassement de ces trous, cisaillement des rivets ou déchirure des plaques), la destruction de l'assemblage se produit par rupture.

Dans le *calcul* des assemblages à rivets, on est jusqu'à présent arrivé à peu près généralement à négliger la résistance au frottement et à ne tenir compte que de la résistance au cisaillement de la section transversale du rivet ; on laisse de côté l'effort à la flexion qui s'exerce sur la tige et l'on considère les plaques rivées comme travaillant exclusivement à la traction ou à la pression ¹.

¹ La marche de ce calcul s'obtient comme suit :

Rivure à une coupe et à deux rangs, fig. 92.

On se représente (à l'exemple de Schwedler), chaque rivet entouré d'une bande analogue à une corde, de largeur $0,5b$ et d'épaisseur s , et l'on admet que la tige du rivet, subissant l'effort moyen de cisaillement k_c , transmet la force $\frac{\pi}{4} d^2 k_c$, par l'intermédiaire de la paroi intérieure du trou, aux deux extrémités de la bande qui l'enlace, en produisant sur elle un effort de traction kt , de façon que :

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_c = 2 \frac{b}{2} s kt.$$

La somme des largeurs des deux bandes est, d'après cela :

$$b = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 k_c}{s kt} \quad (180)$$

d'où l'on pose suivant que l'on adopte :

$$\begin{array}{ll} \text{un avis} & k_c = kt, \\ \text{ou l'autre} & k_c = 0,8 kt, \end{array}$$

Une étude approfondie de la question conduit à reconnaître la fausseté du principe fondamental de ce procédé de calcul et du procédé lui-même *et à placer en première ligne la résistance au frottement, dans les assemblages à rivets, comme répondant aux conditions réelles de la pratique.*

En raison de l'extrême importance de cette question, nous allons citer brièvement les principales des conditions qui s'y rattachent.

En conséquence :

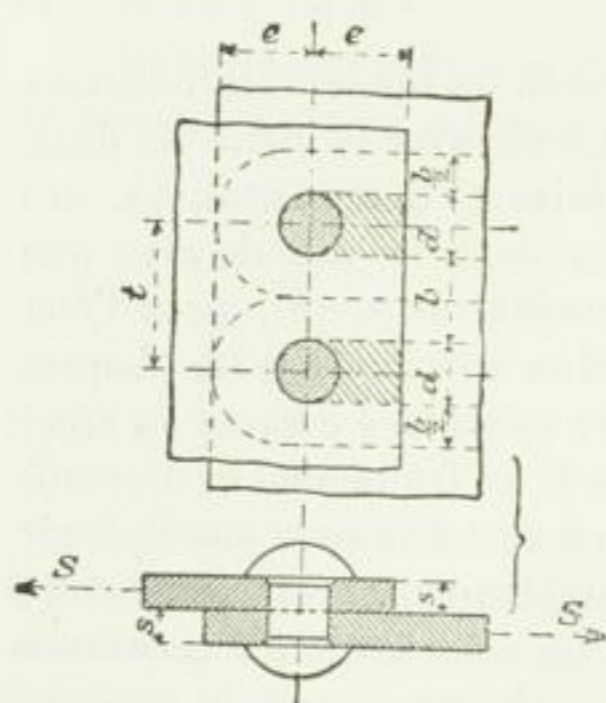


Fig. 92.

$$b = \frac{\pi}{4} \frac{d^2}{s} = \frac{\text{section transversale du rivet}}{\text{épaisseur des plaques}} \quad (181)$$

ou :

$$b = \frac{\pi}{5} \frac{d^2}{s} = 0,8 \frac{\text{section transversale du rivet}}{\text{épaisseur des plaques}} \quad (182)$$

Ces égalités expriment sous la forme :

$$\frac{\pi}{4} d^2 = b s, \text{ ou } \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{5}{4} b s$$

que la somme des surfaces transversales des rivets résultant du cisaillement doit être égale à la section *utile* de barre ou de tôle soumise à la traction (c'est-à-dire que sur la figure 92, on doit avoir : $[t-d]s = bs$ pour chaque rivet, c'est-à-dire égal à 1,25 fois cette section.

Si l'on veut tenir compte de la possibilité de détérioration, par la rouille, de la tôle ou de la barre en substituant à l'épaisseur totale dans le calcul, $0,8s$, on obtient :

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_c = 2 \frac{b}{2} 0,8 s k_t ;$$

d'où résulte pour $k_c = k_t$:

$$b = \frac{5}{4} \frac{\pi}{s} d^2 \quad (183)$$

La largeur b étant ainsi déterminée (d'après les équations 181, 182 ou 183), l'écartement des rivets d'axe en axe, résulte de :

$$t = b + d \quad (184)$$

Ce calcul, qui néglige complètement la résistance au glissement, semble offrir une sécurité particulière au point de vue de l'effort subi par la matière des plaques rivées ; il n'en est cependant aucunement ainsi pour les rivures servant à réunir les tôles aux endroits où elles se superposent pour former un joint (fig. 92 et suivantes). Il ne tient, en effet, aucun compte de l'effort à la flexion provenant de ce que les forces SS , fig. 92, sont écartées l'une de l'autre de la distance s , et forment ainsi un moment fléchissant Ss . C'est ce que montre bien la figure 93, si l'on néglige logiquement aussi l'influence de la pression des têtes de rivets sur les plaques. Si l'on avait égard à cet effort de flexion, l'effort total auquel serait soumise la barre sur la section de largeur $t - d = b$ se composerait de la tension à la traction :

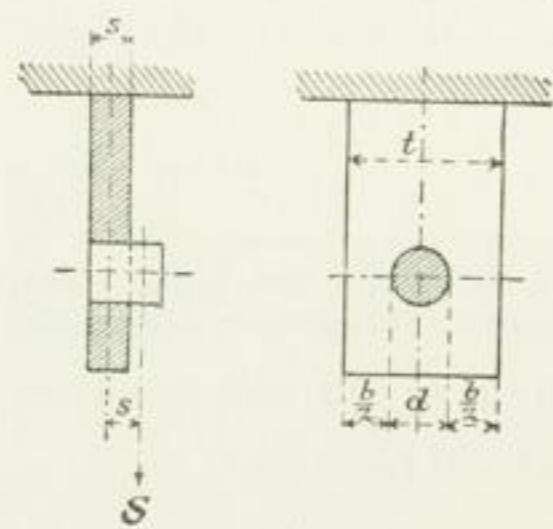


Fig. 93.

$$\tau t = \frac{S}{bs}$$

et la plus grande tension à la flexion :

$$\tau f = \frac{Ss}{\frac{1}{6} b s^2} = 6 \frac{S}{bs}$$

atteindrait ainsi :

$$\tau t + \tau f = \frac{S}{bs} + 6 \frac{S}{bs} = 7 \frac{S}{bs} \quad (185)$$

c'est-à-dire qu'elle serait 7 fois aussi grande que l'on peut s'y attendre d'après la marche du calcul.

si l'on désigne par :

Q la force avec laquelle les rivets pressent les deux plaques extérieures contre la plaque intérieure,

μ un coefficient qui dépend surtout de la nature et de l'état des surfaces qui ont à glisser l'une sur l'autre.

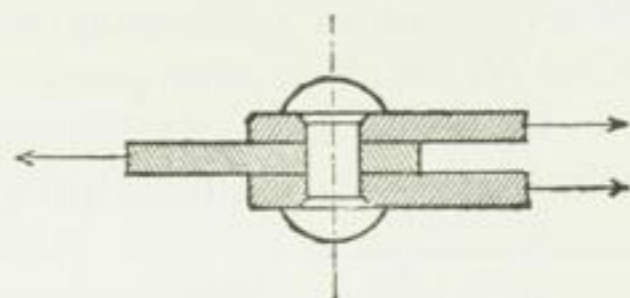


Fig. 91.

Q dépend de la température que possédait le rivet au moment du façonnage de la tête fermante, de la température que présentaient, en même temps, les plaques au voisinage du trou, et aussi de la matière et de la longueur du rivet, du mode d'introduction et du soin avec lequel cette introduction a été opérée, de l'énergie avec laquelle les deux plaques sont pressées l'une contre l'autre, etc. A défaut d'expériences démonstratives, ces influences ne peuvent, ni isolément ni simultanément, entrer dans les calculs avec une exactitude quelconque. Tel est d'autant moins le cas pour le coefficient μ qui, pour l'état ordinaire des surfaces de la tôle, etc., et la grandeur de la pression avec laquelle les plaques portent l'une sur l'autre quand la rivure est bonne, *ne peut être considéré comme un simple coefficient de frottement*. Dans ces conditions la résistance R au frottement se dérobe à toute détermination par voie de calcul. Par contre, les expériences connues sur R (voir pages 145 et suivantes), montrent que pour des rivures, convenablement exécutées dans de bons ateliers et de dimensions moyennes, on peut compter sur 1000 à 1500 kg de résistance due au frottement, par centimètre carré de section du rivet, pour chaque couple de surfaces en contact.

Si la force à laquelle l'assemblage à rivure est soumis augmente constamment, elle finit par dépasser cette résistance, les plaques glissent, la tige du rivet vient toucher la paroi du trou et finalement, après une déformation qui s'étend assez loin (extension des trous dans le sens de la force de traction, crevassement de ces trous, cisaillement des rivets ou déchirure des plaques), la destruction de l'assemblage se produit par rupture.

Dans le *calcul* des assemblages à rivets, on est jusqu'à présent arrivé à peu près généralement à négliger la résistance au frottement et à ne tenir compte que de la résistance au cisaillement de la section transversale du rivet ; on laisse de côté l'effort à la flexion qui s'exerce sur la tige et l'on considère les plaques rivées comme travaillant exclusivement à la traction ou à la pression ¹.

¹ La marche de ce calcul s'obtient comme suit :

Rivure à une coupe et à deux rangs, fig. 92.

On se représente (à l'exemple de Schwedler), chaque rivet entouré d'une bande analogue à une corde, de largeur $0,5b$ et d'épaisseur s , et l'on admet que la tige du rivet, subissant l'effort moyen de cisaillement k_c , transmet la force $\frac{\pi}{4} d^2 k_c$, par l'intermédiaire de la paroi intérieure du trou, aux deux extrémités de la bande qui l'enlace, en produisant sur elle un effort de traction kt , de façon que :

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_c = 2 \frac{b}{2} s kt.$$

La somme des largeurs des deux bandes est, d'après cela :

$$b = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 k_c}{s kt} \quad (180)$$

d'où l'on pose suivant que l'on adopte :

$$\begin{array}{ll} \text{un avis} & k_c = kt, \\ \text{ou l'autre} & k_c = 0,8 kt, \end{array}$$

transmet la force ne touche pas la paroi du trou ; par conséquent il ne peut être question de prendre l'effort de cisaillement que subirait la tige du rivet, si la transmission de la force s'opérait par pression de la paroi du trou contre cette tige, comme mesure et subséquemment comme base de calcul, tout en faisant abstraction complète de ce que, dans ce cas, l'on ne doit pas laisser dans l'oubli, sans plus de façons, le travail à la flexion.

2. S'il y a plusieurs rivets, ce qui est le cas le plus fréquent, on ne peut, même lorsqu'il se produit un glissement, compter sur un contact égal de toutes les tiges de rivets avec les parois des trous. Etant donné le degré d'exactitude que l'on atteint communément dans le travail, il n'y a d'abord que quelques rivets — peut-être même un seul au début — qui soient en contact avec les parois de trous ; les tiges ne viennent d'ailleurs au contact de la tôle, et ne peuvent transmettre les forces qu'à mesure des progrès de la déformation subie par l'ensemble de l'assemblage¹.

de grandeur $(t-d)s$. Plus la matière est tenace, plus cette différence s'uniformisera en présence d'une déformation persistante ; moins la matière est souple, plus cette différence s'accroît et moins l'essai de résistance peut donner la résistance moyenne pour la section $(t-d)s$; cet essai montre alors une diminution, malgré l'influence de l'obstacle opposé à la contraction (voir pages 133 et suivantes).

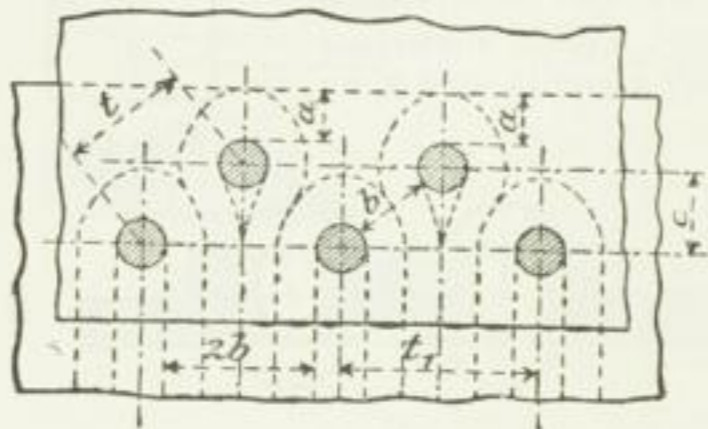


Fig. 98.

Rivure à une coupe et à deux rangs.

Fig. 98.

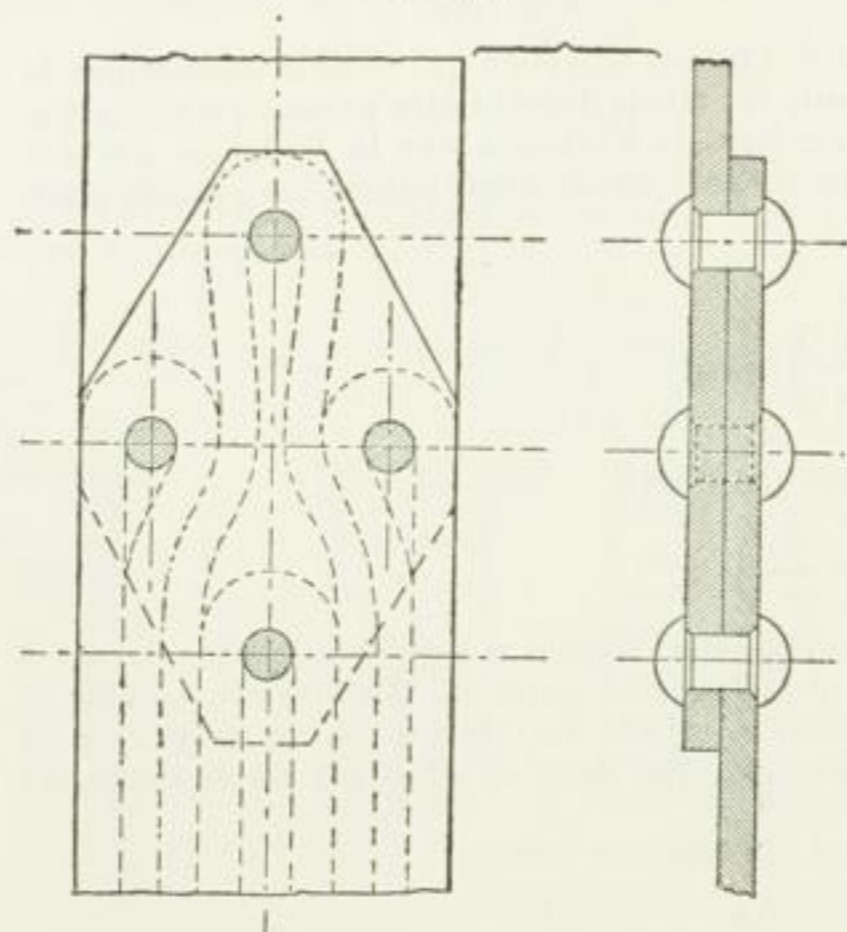


Fig. 99.

En se basant sur la supposition, déjà employée plus haut pour la figure 92 et également exposée figure 98, d'après laquelle à chaque rivet correspond une bande de tôle qui l'entoure comme une corde, on trouve, en admettant l'égalité 181 :

$$t = b + d = \frac{\pi}{4} \frac{d^2}{s} + d \quad (189)$$

$$t_1 = 2b + d = 2 \frac{\pi}{4} \frac{d^2}{s} + d \quad (190)$$

$$\varphi = \frac{2b}{2b + d} \quad (191)$$

$$c = \sqrt{t^2 - \left(\frac{t_1}{2}\right)^2} \quad (192)$$

On peut opérer d'une manière tout à fait analogue pour les rivures à trois rangs et plus, comme celle indiquée figure 99.

¹ C'est une règle élémentaire de la construction des machines que l'on peut seulement compter avec une certitude suffisante sur la transmission simultanée d'une force par plusieurs surfaces, quand on a tout d'abord suffisamment assuré, au moyen d'une tension, le contact de toutes les surfaces appelées à transmettre cette force.

L'exécution d'un assemblage à rivets au moyen de rivets introduits à chaud, de manière que ces derniers venant, lorsqu'il se produit un glissement, appuyer sur les parois des trous, participent tous ensemble dans la même mesure (ne fût-ce que d'une manière approximative), à la transmission de la force est, quand les rivets sont nombreux, ainsi que cela arrive, par exemple, sur les chaudières à vapeur, les poutres de ponts, etc., une chose irréalisable.

Du reste, on ne considère ordinairement pas comme admissibles les glissements ni les déformations prolongées des assemblages à rivets.

3. S'il se produit un changement de direction de la force à transmettre par l'assemblage à rivet, la tige qui remplit incomplètement le trou devrait, si la transmission ne s'opérait pas au moyen du frottement, pouvoir se déplacer de côté et d'autre dans ce trou¹. Chacune des forces actives parcourrait en outre un certain trajet, correspondant au jeu de la tige, et il en résulterait des forces vives et des chocs qui, en déformant les trous et les tiges de rivets, finiraient par détruire l'assemblage.

Les ébranlements et les chocs doivent agir d'une manière tout à fait analogue, mais parfois beaucoup plus énergiquement encore qu'un simple changement de direction de force, sans choc, si la résistance au frottement fait défaut et si la tige ne remplit pas complètement le trou en appuyant sur sa paroi.

4. Si la transmission de la force n'était pas due à la résistance au frottement, dans l'assemblage à rivure, il se produirait dans la rivure d'une chaudière à vapeur ou, en général, d'un récipient rempli ou entouré d'un fluide sous pression, un déplacement qui aurait pour effet une fuite ou un défaut d'étanchéité de l'assemblage. Si, dans le service de ces appareils, il se produit une fuite à quelque place, il devient nécessaire d'exécuter un matage, c'est-à-dire de serrer l'une des plaques contre l'autre, ce qui donne lieu, entre autres effets, à une augmentation de tension sur la tige du rivet et, conséquemment, à un accroissement de la résistance au glissement.

D'après ce qui précède, il est évident que *la résistance au glissement inhérente à un assemblage exécuté au moyen de rivets introduits à chaud est la condition particulière et vitale de cet assemblage et que, par conséquent, les essais exécutés sur des assemblages de ce genre doivent avoir pour but, en première ligne, de montrer les influences capables d'augmenter ou de diminuer cette résistance.*

La recherche de la *charge de rupture* des assemblages à rivets, après une déformation poussée le plus souvent assez loin, est — malgré son usage presque exclusif — d'une importance comparativement assez minime.

On a fait, avec des raisons plus ou moins bonnes, diverses objections à la prise en considération de la résistance au glissement, dans le calcul des rivures.

a. En considérant le coefficient μ , mentionné plus haut (page 139), comme un simple coefficient de frottement et en l'introduisant dans le calcul avec la valeur $\mu = 0,4$ ² que l'on croyait élevée³, on a trouvé, pour une grandeur de frottement de 600 kg par centimètre carré de section de rivet, une tension de $\frac{600}{0,4} = 1500$ kg à la traction, dans la tige du rivet ; pour 1200 kg de frottement cette tension s'est élevée à 3000 kg. On objectait, à bon droit, que, dans ces conditions, la limite admissible était dépassée de beaucoup et qu'une tension longitudinale aussi élevée ne pourrait se prolonger, parce que l'important allongement de la tige de rivet résultant de cette tension devait, avec le temps, devenir en partie persistant.

600
0,4

En réalité, cependant, les choses se passent tout autrement.

On emploie pour les rivets une matière de très bonne qualité et aussi tenace que possible (voir pages 43 et suivantes). Si maintenant le refroidissement du rivet, faisant dépasser à cette matière la limite d'extension, donne lieu à une élévation des limites de pro-

¹ Voir page 170, art. β .

² Grashof. *Theorie der Elasticität und Festigkeit*, 1878, page 201.

³ Häsel. *Der Brückenbau*, page 53, pose $\mu = 0,2$ et trouve par suite, pour la production d'une résistance au glissement de 715 kg, une tension de rivet de 3575 kg/cmq.

portionnalité, d'élasticité et d'extension, ce qui a pour résultat (pages 56 et suivantes) d'augmenter la résistance à la traction et de diminuer la ténacité, il paraît tout à fait admissible et l'expérience journalière le démontre, que nous avons alors une matière devant travailler, dans une mesure indubitablement bien supérieure à la mesure ordinaire, sous l'effort d'une charge immobile (comme semble l'être la tension longitudinale résultant du refroidissement de la tige de rivet).

Les surfaces de contact, plus ou moins rugueuses, pour leur part, et plus ou moins irrégulières, des plaques assemblées, sont pressées l'une contre l'autre, au voisinage du trou du rivet, avec une force qui atteint des centaines de kilogrammes par centimètre carré ; les petites saillies d'une surface pénètrent dans les cavités de l'autre ou du moins dans la surface de cette dernière. Pour obtenir le moindre glissement, il faut alors vaincre non plus le simple frottement, mais bien une résistance beaucoup plus grande qui s'oppose ici à tout déplacement. Le coefficient μ acquiert une valeur bien supérieure à 0,4 et peut même dépasser 1. Cela explique pourquoi des tôles poinçonnées, rivées l'une sur l'autre, exigent, par suite de l'arête que présente au moins un des trous, pour se déplacer l'une sur l'autre, une force supérieure à celle exigée par des tôles percées au foret.

b. D'après une autre objection, il n'y a plus à compter sur le frottement au moment de la destruction de l'assemblage à rivets.

Cela est vrai, mais n'est pas une raison pour négliger la résistance au frottement qui, dans une bonne rivure, suffit réellement à transmettre les forces en jeu. C'est encore bien moins un motif de baser le calcul sur la résistance des rivets au cisaillement, c'est-à-dire sur des faits qui, au moment de la destruction de l'assemblage à rivets se rapprochent *quelque peu* mais restent très éloignés de l'état de choses réellement dû au travail de la matière.

Il paraît beaucoup plus juste de combiner et d'exécuter l'assemblage de manière à obtenir une résistance au glissement aussi grande que possible ; si, dans des cas exceptionnels, il doit réellement se produire un glissement, la résistance des rivets au cisaillement et celle de la tôle à la traction persistent toujours.

Avec la nécessité inhérente à la nature de l'assemblage à rivets, de vérifier et d'éprouver de temps en temps son état — peu importe que cet assemblage soit calculé d'après le principe de la résistance au glissement ou celui de la résistance des rivets au cisaillement — cette vérification aura pour conséquence, en cas de besoin, le remplacement des rivets compromis.

c. Une troisième objection consiste à dire que, sous l'action des chocs et des ébranlements, le frottement disparaît et laisse à la résistance des rivets au cisaillement la charge de transmettre les forces à elle seule.

Il n'est pas douteux que sous l'action des chocs et des ébranlements le frottement soit supprimé à certaines places et n'offre plus, en pareils cas, la sécurité nécessaire à la transmission des forces ; mais il ne l'offre jamais si l'on n'a pas tenu compte de cette particularité de l'effort, lors de l'établissement du projet d'assemblage à rivets et lors de l'exécution de ce projet. Il est d'ailleurs tout à fait certain qu'en présence de chocs et d'ébranlements, voire de changements constants de la direction de la force, un assemblage sans frottement, fait avec des rivets dont la tige n'exerce pas de prime abord un contact avec pression sur la paroi des trous, doit être signalé comme entièrement inutilisable, ainsi que cela résulte, *a priori*, des remarques contenues à l'article 3. Si, en pareil cas, on ne veut pas recourir à la rivure à froid ou à l'introduction de boulons coniques mentionnés pages 170 et suivantes, art. β , ou 116 et suivantes, art. *c*, il ne reste d'autre moyen que d'employer, à chaud, autant de rivets que possible et de donner ainsi naissance à une résistance au glissement

assez notablement multipliée pour résister aux forces en jeu. La suppression du frottement à la suite de vibrations ne peut, naturellement, être que momentanée et, si le nombre des rivets est grand, ne peut s'étendre *simultanément* qu'à une partie d'entre eux. C'est donc encore une fois la résistance au glissement qui produit la résistance de l'assemblage, et non pas la résistance des rivets au cisaillement.

Des exemples très anciens et très instructifs sont fournis en ce genre par les balanciers rivés à chaud des grandes machines à balancier. Personne, en pareil cas, n'aura l'idée de confier la transmission de la force, dont la direction varie, à la résistance des rivets au cisaillement. On introduit autant de rivets qu'on croit nécessaire de le faire pour obtenir un frottement suffisant et l'on fait, en outre, tout ce qui, avec l'augmentation suffisante du nombre des rivets, peut contribuer à augmenter la résistance au glissement des plaques l'une sur l'autre.

Expériences sur la grandeur de la résistance au glissement.

Bien que l'on possède déjà des expériences sur la grandeur de la résistance au frottement dans les assemblages à rivets, ces expériences ne semblent ni assez étendues ni assez probantes. En conséquence l'auteur a exécuté, de 1892 à 1894, un grand nombre d'essais qui, à la fin de décembre 1894, s'étendaient à près de 350 assemblages à rivets. Chacun de ces assemblages possédait au moins 3 rivets, beaucoup en avaient 4, d'autres en avaient 6 ou même 8. Les épaisseurs des tôles variaient entre 7,5 et 18,5 mm, le diamètre des rivets entre 16 et 28 mm. Les assemblages étaient à un ou plusieurs rangs, à simple recouvrement et à double couvre-joint, rivés à la main et à la mécanique, matés et non matés. L'auteur a cherché à déterminer l'influence de la longueur des rivets et celle de la température lors du rivetage. Comme il n'a pas été employé, pour chacun de ces assemblages, moins de 3 rivets, on peut compter que les valeurs obtenues pour la résistance au glissement sont des valeurs moyennes et qui semblent immédiatement applicables à des constructions à exécuter (ponts, chaudières, etc.). La disposition des rivets et les dimensions des assemblages ont été prises en vue de l'utilisation immédiate des résultats obtenus.

Ces résultats, dont la majeure partie a été publiée avec beaucoup de détails dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1892, p. 1142 à 1148 et 1305 à 1314; 1894, p. 1231 à 1233 et 1895, p. 301 à 303, sont, en substance, les suivants :

Les nombres donnés ci-après pour la résistance au glissement, art. 1 à 5, s'appliquent à des assemblages à rivures non matés.

1. *Température de rivetage.*

Températures rouge cerise et rouge vif.

a. Epaisseur de tôle 13 mm, diamètre des rivets 19 mm, écartement des deux têtes de rivets 26 mm.

La plus basse température de rivetage (rouge cerise) donne une *résistance au glissement un peu supérieure à celle de la température la plus élevée* (rouge vif), en moyenne 1199 au lieu de 1115 kg/cm² de section transversale de rivet. Par contre, la fatigue de l'ouvrier riveur augmente très notablement à mesure que la température de rivetage s'abaisse ; la probabilité d'irrégularités dans le travail augmente aussi dans une mesure importante.

b. Epaisseur de tôle 13 mm, diamètre des rivets 19 mm, distance des deux têtes de rivets 52 mm (occasionnée par l'addition de bandes de tôle de 13 mm d'épaisseur, de chaque côté de l'assemblage).

Dans ce cas, le doublement de la distance des deux têtes de rivet et, par suite, le doublement de la longueur de tige donné pour la température de rivetage la plus élevée (*tem-*

pérature usuelle), une résistance au glissement bien supérieure, en moyenne 1769 contre 1305 kg/cm² de section transversale du rivet.

D'après cela, l'élévation de la température lors du rivetage aurait une influence variable avec la longueur de la tige.

Les expériences provoquées par *Considère*, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées¹, et exécutées par *Bertin*, à l'arsenal de Brest, ont montré que la résistance au glissement acquiert, lorsque le rivetage s'opère à une température de 600 à 700° C, un maximum de valeur notablement supérieur à ce que l'on obtient en fixant les rivets à la température du rouge vif (c'est-à-dire à 1000° C environ), les différences ont été de 1400 kg au lieu de 1000 kg dans une série d'essais et de 1600 à 1700 kg au lieu de 1000 kg/cm² de section de rivet, dans une autre série.

Les résultats indiqués plus haut, en *a*, concordent avec ceux qui viennent d'être indiqués ; mais ceux indiqués en *b* ne concordent pas. D'après l'avis de l'auteur, ce n'est point, en somme, la température du rivet au commencement du rivetage, mais celle qu'il possède à la fin de cette opération, qui a le plus d'importance. Des expériences, entreprises en ce sens par l'auteur, ont montré par exemple que, dans le rivetage mécanique, la résistance au glissement augmente jusqu'à un certain point à mesure que la bouterolle s'éloigne plus tardivement de la tête fermante ; ces expériences ont montré aussi que des rivets *chauffés à blanc* possèdent une très grande résistance au glissement lorsque la pression a été prolongée pendant assez longtemps sur la tête fermante. Cette résistance dépend aussi de la force avec laquelle le rivet *refroidi* presse l'une contre l'autre les plaques, tôles ou barres assemblées. Si la température des rivets, immédiatement avant l'achèvement du rivetage, est encore assez élevée pour que la rivure cède d'une manière notable et persistante à la tendance des plaques à augmenter la distance qui sépare les deux têtes de rivets, la résistance au glissement doit être moindre que si la rivure cédait dans une mesure moins sensible.

En dehors de la température du rivet, il y a naturellement lieu de prendre aussi en considération celle que possèdent, au moment où le rivetage se termine, les parties des tôles ou barres rivées qui forment l'entourage immédiat de la tige de rivet.

2. Longueur des rivets.

Pour de *grandes longueurs de rivets* on trouve une *plus grande* résistance au glissement ; c'est ainsi, par exemple, que l'on a trouvé dans le cas d'une rivure à simple recouvrement :

a, Epaisseur de tôle 7,5 mm, diamètre de rivet 16 mm,

α, distance entre les têtes de rivets 15 mm,

846 kg par cm² de section transversale de rivet (moyenne de 5 expériences),
846 kg » » » (» 4 »),

β, distance entre les têtes de rivets 31 mm,

1111 kg par cm² de section transversale de rivet (moyenne de 5 expériences),
1037 kg » » » (» 4 »),

b, Epaisseur de tôle 13 mm, diamètre de rivet 19 mm,

α, distance entre les têtes de rivets 26 mm,

1115 kg par cm² de section transversale de rivet (moyenne de 5 expériences),

β, distance entre les têtes de rivets 52 mm,

1769 kg par cm² de section transversale de rivet (moyenne de 5 expériences).

¹ *Considère*. Emploi du fer et de l'acier dans les constructions. Une traduction allemande de cet ouvrage, par *Carl Hauff*, a été publiée à Vienne en 1888.

assez notablement multipliée pour résister aux forces en jeu. La suppression du frottement à la suite de vibrations ne peut, naturellement, être que momentanée et, si le nombre des rivets est grand, ne peut s'étendre *simultanément* qu'à une partie d'entre eux. C'est donc encore une fois la résistance au glissement qui produit la résistance de l'assemblage, et non pas la résistance des rivets au cisaillement.

Des exemples très anciens et très instructifs sont fournis en ce genre par les balanciers rivés à chaud des grandes machines à balancier. Personne, en pareil cas, n'aura l'idée de confier la transmission de la force, dont la direction varie, à la résistance des rivets au cisaillement. On introduit autant de rivets qu'on croit nécessaire de le faire pour obtenir un frottement suffisant et l'on fait, en outre, tout ce qui, avec l'augmentation suffisante du nombre des rivets, peut contribuer à augmenter la résistance au glissement des plaques l'une sur l'autre.

Expériences sur la grandeur de la résistance au glissement.

Bien que l'on possède déjà des expériences sur la grandeur de la résistance au frottement dans les assemblages à rivets, ces expériences ne semblent ni assez étendues ni assez probantes. En conséquence l'auteur a exécuté, de 1892 à 1894, un grand nombre d'essais qui, à la fin de décembre 1894, s'étendaient à près de 350 assemblages à rivets. Chacun de ces assemblages possédait au moins 3 rivets, beaucoup en avaient 4, d'autres en avaient 6 ou même 8. Les épaisseurs des tôles variaient entre 7,5 et 18,5 mm, le diamètre des rivets entre 16 et 28 mm. Les assemblages étaient à un ou plusieurs rangs, à simple recouvrement et à double couvre-joint, rivés à la main et à la mécanique, matés et non matés. L'auteur a cherché à déterminer l'influence de la longueur des rivets et celle de la température lors du rivetage. Comme il n'a pas été employé, pour chacun de ces assemblages, moins de 3 rivets, on peut compter que les valeurs obtenues pour la résistance au glissement sont des valeurs moyennes et qui semblent immédiatement applicables à des constructions à exécuter (ponts, chaudières, etc.). La disposition des rivets et les dimensions des assemblages ont été prises en vue de l'utilisation immédiate des résultats obtenus.

Ces résultats, dont la majeure partie a été publiée avec beaucoup de détails dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1892, p. 1142 à 1148 et 1305 à 1314; 1894, p. 1231 à 1233 et 1895, p. 301 à 303, sont, en substance, les suivants :

Les nombres donnés ci-après pour la résistance au glissement, art. 1 à 5, s'appliquent à des assemblages à rivures non matés.

1. *Température de rivetage.*

Températures rouge cerise et rouge vif.

a. Epaisseur de tôle 13 mm, diamètre des rivets 19 mm, écartement des deux têtes de rivets 26 mm.

La plus basse température de rivetage (rouge cerise) donne une résistance au glissement un peu supérieure à celle de la température la plus élevée (rouge vif), en moyenne 1199 au lieu de 1115 kg/cm² de section transversale de rivet. Par contre, la fatigue de l'ouvrier riveur augmente très notablement à mesure que la température de rivetage s'abaisse ; la probabilité d'irrégularités dans le travail augmente aussi dans une mesure importante.

b. Epaisseur de tôle 13 mm, diamètre des rivets 19 mm, distance des deux têtes de rivets 52 mm (occasionnée par l'addition de bandes de tôle de 13 mm d'épaisseur, de chaque côté de l'assemblage).

Dans ce cas, le doublement de la distance des deux têtes de rivet et, par suite, le doublement de la longueur de tige donné pour la température de rivetage la plus élevée (*tem-*

1,175 mm. La figure ressemble un peu, à partir de l'instant où le glissement se produit, à celle que l'on obtient pour les barres soumises à des essais à la traction, quand on porte les charges comme abscisses verticales et les allongements correspondants comme ordonnées horizontales.

La figure 102 s'applique à la même rivure à simple recouvrement, avec la seule différence que l'écartement des deux têtes de rivets a une longueur double et atteint, par conséquent, 52 mm (l'augmentation de distance entre les deux têtes s'obtient en ajoutant, de chaque côté, des bandes de tôle de 13 mm d'épaisseur). La figure est, à certains égards, notablement différente. Comme on le voit, la résistance au glissement est très grande : plus de 15 000 kg, ce qui correspond à 1761 kg/cm² de section de rivet, et résulte de la grande longueur des rivets. Par contre, *le déplacement des plaques augmente avec une rapidité extraordinaire, dès qu'il a commencé, et beaucoup plus rapidement que dans le cas de la figure 101.* A 16 000 kg (1878 kg/cm²), il atteint 0,004 mm, à 17 000 kg (1995 kg/cm²) 0,009, à 18 000 kg (2113 kg/cm²) 0,202 mm, à 19 000 kg (2230 kg/cm²) 1,255 mm, et à 20 000 kg (2348 kg/cm²) 1,405 mm, c'est-à-dire plus que le déplacement indiqué pour cette charge sur la figure 101.

Au point de vue de la résistance à la rupture, les deux assemblages ne diffèrent pas sensiblement : celui de la figure 101 s'est rompu à 3522 kg/cm² de section de rivet, celui de la figure 102, à 3404 kg/cm² (dans les deux cas il y avait 3 rivets).

3. Nombre des rangs de rivets.

Pour les rivures à simple recouvrement et à *plusieurs rangs*, la résistance au glissement n'atteint pas la valeur obtenue avec la rivure à simple recouvrement et à *un seul rang*. Il faut surtout chercher la cause de ce fait dans cette circonstance que, sur les rivures à *plusieurs rangs*, l'élasticité de la tôle (ou des barres) *ne permet pas* de transmettre *uniformément* la force aux points de jonction donnés par les rivets (dans le sens de la direction de la force) *et placés l'un derrière l'autre*.

Pour faire ressortir bien clairement ces conditions, on a exécuté une rivure à simple recouvrement, avec 6 rivets, ayant chacun 19 mm de diamètre et placés l'un derrière l'autre dans des trous de 20 mm. Épaisseur de la tôle 12 mm, largeur 150 mm. L'expérience a montré que l'on pouvait observer un glissement dans les plans de section des deux rivets extérieurs (premier et sixième rivets) à 6000 kg, dans les plans des second et cinquième rivets à 8000 kg et dans les plans des troisième et quatrième rivets à 11 000 kg de charge. D'après cela, le déplacement est aussi plus grand vers l'extérieur de l'assemblage qu'en son milieu ¹.

Cela démontre nettement qu'il n'est pas admissible de poser, pour les rivures à plusieurs rangs, la force à transmettre par les divers rivets égale au quotient de la charge totale divisée par le nombre des rivets. En réalité, les rivets extérieurs ont plus de force à transmettre, et les rivets intérieurs en ont moins, et cela peut même se comprendre immédiatement, au moyen de la simple réflexion, si l'on considère l'élasticité de la matière.

4. Rivure à couvre-joint (double couvre-joint).

La rivure à couvre-joint à un seul rang, comparée à la *rivure à simple recouvrement à un seul rang*, donne une résistance *moindre* au glissement ; cette résistance est, par exemple, pour des tôles de 13 à 14 mm d'épaisseur, des couvre-joint de 9 mm d'épaisseur, un diamètre de rivet de 19 mm, de 906 kg/cm² de section transversale de rivet (on doit tenir compte, dans ce cas, de deux surfaces de glissement) ; contre 1186 kg/cm² pour une rivure à simple recouvrement sur de la tôle de 12,5 mm d'épaisseur, avec des rivets de 19 mm

¹ Voir à ce sujet la photographie publiée dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1897, page 1306, ou *Abhandlungen und Berichte*, 1897, page 152.

de diamètre. Cette différence en moins trouve d'abord sa raison d'être dans ce fait qu'ici — où les forces de traction restent, aux points de jonction, dans l'axe de la barre rivée (voir figure 73, page 159), tandis que sur la rivure à simple recouvrement ces forces s'écartent des axes des barres qui fléchissent (voir figure 95, page 141) — il n'y a pas de couple de forces qui agisse sur la pince. Une autre circonstance, qui a aussi de l'influence, est que les deux bouts des barres qui butent l'un contre l'autre n'ont ordinairement pas exactement la même épaisseur; il faut, en conséquence, s'attendre à un prochain glissement sur un des côtés du point de butée, et c'est aussi ce qui arrive.

Sur les *rivures à couvre-joint, à plusieurs rangs de rivets*, l'influence de l'élasticité des barres assemblées se fait sentir d'une manière analogue à celle observée sur les rivures à simple recouvrement et à plusieurs rangs.

5. Rivure mécanique.

Les assemblages *rivés à la machine* présentent fréquemment une résistance au glissement *très notablement inférieure* à celle des assemblages *rivés à la main*.

Ce résultat, qui jusqu'à présent a contribué à faire juger défavorablement le rivetage à la machine, est fondé, d'après l'avis de l'auteur, sur ce que la bouterolle de la machine à river — en supposant d'ailleurs que celle-ci soit suffisante — quitte trop tôt la tête fermante. En effet, les expériences exécutées par l'auteur pendant ces dernières années ont montré que *la résistance au glissement d'assemblages rivés à la machine est supérieure, lorsque dans l'exécution de ces assemblages la bouterolle presse assez longtemps sur la tête fermante, à celle d'assemblages semblables mais rivés à la main, particulièrement lorsqu'il s'agit de tôles épaisses ou de gros rivets. Cette différence en faveur du rivetage à la machine est certaine et importante, mais seulement dans les conditions indiquées en dernier lieu* (voir à ce sujet *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, pages 1231 et suivantes).

6. Influence du matage.

A ce propos il convient de communiquer, comme particulièrement instructifs, les résultats d'expériences exécutées dès le mois de décembre 1894 et publiées dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, pages 301 et suivantes.

Construction des assemblages essayés : figure 100, avec 12 mm d'épaisseur de tôle et des rivets de 19,5 mm de diamètre, posés dans des trous de 20,5 mm de largeur.

Lieu de production : chaudronnerie. Mode d'exécution : trous forés, rivetage à la main.

Nombre des assemblages : 25, dont 5 ont toujours été exécutés de la même manière, au point de vue du matage, savoir :

- a, 5 pièces tôles et têtes de rivets non matées,
- b, 5 » matées des deux côtés, têtes de rivets non matées,
- c, 5 » et têtes de rivets matées d'un seul côté,
- d, 5 » matées des deux côtés, têtes de rivets matées d'un seul côté,
- e, 5 » et têtes de rivets matées des deux côtés.

On a obtenu, en moyenne, en kg/cm² de section transversale de rivet :

	Résistance au glissement	Charge de rupture
pour la série d'essais a. . .	881	3397
» » b. . .	1238	3413
» » c. . .	1327	3311
» » d. . .	1572	3178
» » e. . .	1617	3258

Ce qui précède démontre clairement la grande influence du matage sur la résistance au glissement.

L'habitude que l'on a, dans certaines chaudronneries, de faire mater avec soin les deux côtés trouve une bonne justification dans ces résultats d'expériences (voir la résistance au glissement à l'article *c* comparativement aux articles *d e*).

Les nombres précédents indiquent en outre la voie que l'on doit suivre, dans le rivetage des tôles minces qui, par suite du peu de longueur des rivets, offrent, ainsi que le montre l'art. 2 ci-dessus, une faible résistance au glissement, quand on veut augmenter cette résistance. Le matage des têtes de rivets produit déjà, à lui seul, une augmentation importante de résistance. C'est ainsi que l'auteur avait trouvé, dans des expériences antérieures, un cas où la résistance au glissement était montée de 1407 à 1858 kg/cm² de section transversale de rivet (rivure à simple recouvrement, épaisseur de tôle 12 mm, diamètre de rivet 20 mm, voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, page 1232).

Toutes conditions égales, d'ailleurs, on obtient par le matage un plus grand accroissement de la résistance au glissement avec des rivets courts qu'avec des rivets longs, comme cela résulte des considérations contenues à l'art. 2. Si, par suite de la longueur de la tige de rivet, on a déjà la résistance qu'il est, en somme, possible d'obtenir, on ne peut plus augmenter notablement cette résistance par le matage des têtes de rivets ni par celui des bords de tôles, en supposant que l'on se trouve dans des conditions normales.

7. Conclusion.

Les expériences de l'auteur ont montré que des rivures à simple recouvrement, à un rang de rivets, exécutées suivant les règles de l'art, montrent une résistance au glissement de 1000 à 1800 kg/cm² de section de rivet et même plus suivant la longueur de la tige de rivet et aussi suivant l'importance des facteurs qui, à d'autres titres, influent aussi sur cette résistance. Il convient, à ce propos, de faire remarquer que la détermination de la résistance au glissement, n'a jamais eu lieu immédiatement après l'exécution de la rivure, mais que les assemblages rivés ont été constamment gardés pendant un temps plus ou moins long, parfois pendant plusieurs mois, avant d'être soumis à l'épreuve.

Cette grandeur de la résistance au glissement suffit complètement pour permettre les transmissions de forces que l'on peut demander à un assemblage à rivets.

Comme l'indique l'art. 6, le matage augmente notablement la résistance au glissement. ce qui semble avoir de l'importance non seulement pour les chaudières à vapeur et autres constructions analogues, mais aussi pour les constructions en fer, en particulier quand certains rivets, à cause de leur position, opposent des difficultés à un bon rivetage. L'art. 6 montre aussi que pour les constructions en fer où l'on se borne à mater les têtes de rivets, on peut obtenir cependant un notable accroissement de la résistance au glissement. En tous cas, si les remarques ci-dessus tendent à recommander le matage, c'est en le supposant exécuté suivant les règles de l'art et avec soin.

a. RIVURES POUR RÉCIPIENTS EN TÔLE SOUMIS A UNE PRESSION RELATIVEMENT ÉLEVÉE, COMME, PAR EXEMPLE, LES CHAUDIÈRES A VAPEUR.

Ces assemblages doivent être *solides et étanches*. L'étanchéité définitive s'obtient par matage, car, dans ce cas, l'épaisseur des tôles ne descend que très exceptionnellement au dessous de 5 mm¹.

¹ Pour les chaudières à vapeur, on prend ordinairement 7 mm comme minimum d'épaisseur de paroi ; il existe cependant des constructions pour lesquelles on est obligé de rester en dessous de cette grandeur,

Pour presser fortement les tôles l'une contre l'autre et réaliser les premières conditions d'une couture étanche et solide, il est nécessaire que les rivets employés aient un certain diamètre minimum dépendant de l'épaisseur des tôles. Plus ce diamètre est grand, plus le contact est parfait. Le nombre des tôles ou plaques à river peut aussi avoir de l'importance. Plus ce nombre est grand, plus une forte compression des plaques paraît indiquée. En pareil cas, il sera donc logique de choisir des rivets un peu plus gros.

Tout d'abord, l'exécution de la rivure comporte une limite supérieure du diamètre des rivets. Les difficultés du rivetage croissent, en effet, très notablement lorsque ce diamètre augmente au delà de certaines limites, particulièrement lorsque le travail du rivetage s'opère à la main. Cette raison rendait autrefois l'usage des rivets de plus de 26 mm de diamètre tout à fait exceptionnel. Depuis l'introduction de la rivure mécanique, et surtout depuis l'augmentation progressive de la pression des chaudières à vapeur, on a été obligé de dépasser cette mesure. C'est principalement sur les chaudières de navires que se trouvent des rivets de diamètres notablement supérieurs.

On peut quelquefois objecter à l'emploi des gros rivets la nécessité de tenir compte de l'étanchéité de la rivure, particulièrement lorsque l'écartement des rivets, qui doit augmenter proportionnellement à leur section transversale, doit devenir assez grand pour que l'étanchéité ne soit plus assurée¹.

Pour les rivures ordinaires, à simple recouvrement, l'expérience a conduit, au sujet de la grandeur d du diamètre du rivet, à des valeurs que l'on peut résumer dans la formule :

$$d = \sqrt{5s} - 0,4 \quad (193)^2$$

où s représente l'épaisseur de la tôle en centimètres.

ce que l'on peut d'ailleurs faire sans hésitation, en supposant que l'on pourvoie suffisamment aux nécessités de la résistance et quelque peu à l'usure qu'il faut prévoir.

¹ Les ouvrages techniques contiennent ordinairement l'indication, pour le diamètre des rivets, d'une autre limite basée sur la prétendue nécessité de ne pas laisser dépasser une certaine mesure à la pression qui a lieu entre la tige du rivet et la moitié semi-cylindrique du trou qui reçoit ce rivet. Pour cela, on prend α à 2,5 fois l'effort admissible à la traction kt , de manière à avoir, en introduisant la première valeur,

$$\frac{\pi}{4} d^2 \cdot 0,8 kt \leq ds \cdot 2 kt,$$

d'où résulte :

$$d \leq 3,2 s.$$

Ce calcul a cependant, d'après ce qui a été expliqué précédemment, un faux point de départ, si l'on tient compte de ce que, dans un assemblage en bon état, la paroi du trou n'est pas en contact avec la tige de rivet qui transmet la force; il serait même inexact pour des rivures à simple recouvrement (fig. 72, pages 152 et suivantes), même si ce contact existait, car la plus grande pression qui se produirait — comme l'indique la remarque en bas des pages 139 et suivantes — (voir l'égalité 186 et la figure 94) — ne serait pas alors $2kt$ ni $2,5kt$, mais devrait atteindre un multiple de cette valeur (voir aussi la note au bas de la page 142).

² La formule établie par l'Union internationale de surveillance des chaudières à vapeur, en 1885 (Règles de Hambourg, 1885):

$$d = \frac{4,5 s}{1,5 + s}$$

donne pour les épaisseurs de tôle de $s = 9$ mm à $s = 15$ mm exactement les mêmes diamètres que la formule 193; elle donne, par contre, des diamètres moindres pour des tôles plus épaisses. Pour de grandes épaisseurs de tôles elle conduit à de trop petits diamètres de rivets. Pour $s = 35$ mm, épaisseur à laquelle s'étend le tableau publié par la dite Union, on trouve sur ce même tableau :

$$d = \frac{4,5 \cdot 3,5}{1,5 + 3,5} = 3,15 \text{ cm} = 31,5 \text{ mm},$$

ce qui paraît insuffisant. Il ne faudrait jamais descendre au-dessous de $d = s$. En réalité, les bonnes constructions présentent des valeurs encore plus grandes; ainsi, par exemple, pour une chaudière de navire de 4600 mm de diamètre, avec $s = 83,5$ mm et des couvre-joints des deux côtés, $d = 33,5$ mm.

Si l'on achète les rivets on doit se régler d'après les mesures généralement admises et arrondir convenablement les valeurs tirées de la formule 193.

Les constructeurs de chaudronnerie, pour des raisons faciles à concevoir, n'ont pas l'habitude d'employer un diamètre spécial de rivet pour chaque épaisseur de tôle, mais se servent de rivets d'un seul diamètre pour assembler des tôles de plusieurs épaisseurs ; c'est ainsi qu'ils assemblent les tôles de 8 à 10 mm d'épaisseur avec des rivets de 18 mm de diamètres, celles de 11 et 12 mm d'épaisseur avec des rivets de 20 mm, et ainsi de suite.

La formule 193 donne :

pour $s =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8 cm,
» $d =$	1,2	1,35	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6 »
pour $s =$	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2 »
» $d =$	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,3	3,4	3,5	3,5	3,6 »

a. Rivure à une coupe, à un rang, fig. 72.

La nécessité de prévoir le matage impose une limite supérieure à l'écartement t des rivets ; car, l'élasticité naturelle de la tôle ne permet pas de mater convenablement, en son milieu, la partie de rivure comprise entre deux rivets, quand ces derniers sont très écartés ; mais lors même que l'écartement atteint seulement la grandeur compatible avec l'exécution

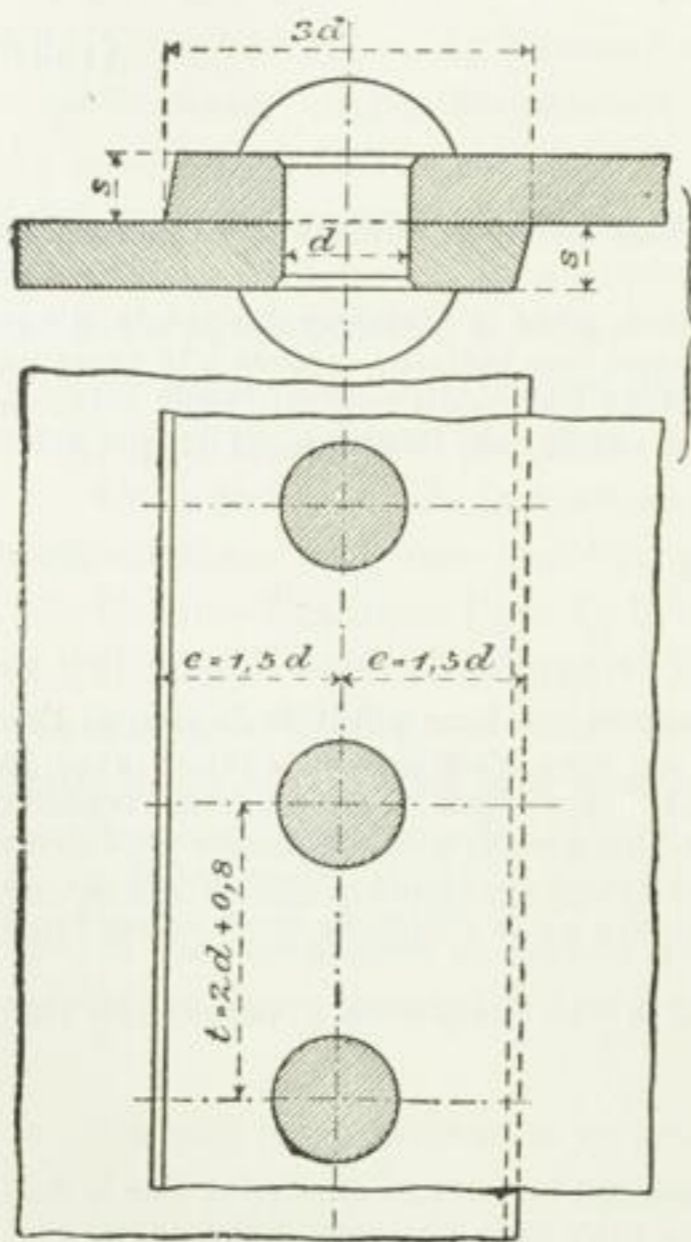


Fig. 72.

limite.

d'un matage satisfaisant, le joint s'ouvre à ces endroits, dès que la pression devient assez grande dans le récipient. Sous l'action de la pression du fluide, une des plaques s'écarte de l'autre en fléchissant, et cela cause, pour le moins, une fuite du fluide. La formation de la tête fermante impose, d'autre part, une limite inférieure à t . Avec la forme de tête représentée figure 85, page 136, on peut admettre $2d$ pour cette limite. Ce même minimum est à peu près nécessaire pour le perçage des trous quand il ne s'exécute pas au foret mais au poinçon.

Il convient d'opérer la division de la rivure entre ces limites, de manière à donner à l'assemblage à rivets le plus de résistance possible au glissement. On doit vérifier expérimentalement s'il est nécessaire de descendre jusqu'à la plus basse des limites indiquées. En attendant qu'on l'ait fait, on posera :

$$t = 2d + 0,8 \quad (194)$$

Pour la distance e du milieu d'un trou au bord de la tôle, une limite supérieure s'impose en prévision du matage, auquel une grande valeur de e est un obstacle ; un large recouvrement se comportant alors comme un ressort. Si les trous sont percés au poinçon, e ne doit pas dépasser une certaine

A mesure que l'on se pénètre mieux de la nécessité de tenir compte, en première ligne, de la résistance au glissement, dans les assemblages à rivets, et que l'on s'applique davantage à montrer expéri-

La pratique donne :

$$e = 1,5 d \quad (195)$$

comme distance suffisante.

Quand l'étanchéité s'obtient par interposition d'une matière obturatrice, il peut être parfois indiqué de donner à la surface formant joint étanche une valeur un peu supérieure à celle fournie par la formule 195.

Les relations 194 et 195 s'appliquent aussi à l'assemblage à rivure de la figure 96, page 141, dont les tôles se joignent bout à bout, sous un simple couvre-joint.

Pour une rivure à un seul rang de rivets et en service courant, dans laquelle on a employé la matière prescrite par les règlements relatifs aux chaudières à vapeur (voir pages 43 et suivantes), et en supposant que l'exécution de la rivure soit faite conformément aux règles de l'art et avec soin (les têtes de rivets ayant la forme indiquée aux figures 84 ou 85¹ de la page 136), la charge admissible ne doit pas dépasser :

600 ou au plus 700 kg par centimètre carré de section transversale de rivet.

Cette charge est proportionnelle à la section réelle du rivet mis en place, dans sa partie la plus faible².

En prenant pour base 600 kg par cmq de section transversale de rivet, on obtient le tableau comparatif suivant :

s	= 0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	cm
$d = \sqrt{5s} - 0,4$	= 1,2	1,35	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	»
$t = 2d + 0,8$	= 3,2	3,5	3,8	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	»
$\frac{\pi}{4} d^2$	= 1,13	1,43	1,77	2,01	2,27	2,54	2,84	3,14	3,46	3,80	4,15	4,52	4,91	cmq
$s t$	= 1,60	2,10	2,66	3,20	3,78	4,40	5,06	5,76	6,50	7,28	8,10	8,96	9,86	»
$\frac{\pi}{4} d^2 : s t$	= 0,71	0,68	0,67	0,63	0,60	0,58	0,56	0,54	0,53	0,52	0,51	0,50	0,50	
$\tau_e = 600 \frac{\pi}{4} d^2 : s t$	= 426	408	402	378	360	348	336	324	312	306	300	300	300	kg
$2 s \tau_e = D p$	= 426	490	563	605	648	696	739	778	827	874	918	960	1020	»

D'après les données qui précèdent :

τ_e est la tension qui se produit dans toute la tôle — en supposant une répartition

mentalement par quels moyens (choix des diverses dimensions, etc.) on peut augmenter cette résistance, la supériorité relative de la rivure mécanique devient de plus en plus grande et généralise davantage l'emploi de machines à river suffisamment puissantes (voir la note de la page 149, art. 5). Ces machines suppriment la principale objection opposée à l'emploi des grands diamètres de rivets, qui supposent un frottement énergique dans les assemblages.

¹ Les rivets à tête noyée, comme celui de la figure 87, page 136, offrent au glissement une résistance notablement inférieure à celle des rivets dont les têtes ont les formes représentées figures 84 ou 85.

² Cette section sera, en général, supérieure à celle de la section de la tige de rivet avant le rivetage, mais inférieure à la section transversale du trou du rivet. A l'opinion que la grandeur du trou de rivet est la valeur prépondérante on peut objecter, tout d'abord, que cela paraît seulement admissible, avec une exactitude suffisante, quand la distance entre la tige de rivet refroidie et la paroi du trou ne dépasse pas une certaine limite.

Si le diamètre du trou est d'environ 1/15 plus grand que le diamètre de la tige du rivet mesuré à froid, on peut, quand le forage est bien exécuté, introduire dans le calcul la section réelle du rivet mis en place, avec la valeur approchée :

$$\frac{\pi}{4} \left[\left(1 + \frac{1}{20} \right) d \right]^2 = 1,1 \frac{\pi}{4} d^2;$$

en cas de doute on déterminera la section transversale réelle des rivets après en avoir retiré quelques-uns aux endroits les plus faibles. Si les trous de rivets se superposent bien les uns aux autres et si le travail est bien exécuté, ce qui suppose que les trous ne sont pas percés plus grands que la grosseur des rivets le comporte, la section transversale réelle de ces derniers différera seulement de quelques centièmes de celle de leurs trous.

uniforme, et une charge atteignant 600 kg par centimètre carré de section transversale de rivet.

Dp est le produit du diamètre de chaudière en cm par la tension de la vapeur (maximum de pression en service), en kg/cmq, il doit être égal à $2s\tau_e$.

Si l'on admet une charge des rivets supérieure à $600 \frac{\pi}{4} d^2$, la valeur de τ_e s'élève en conséquence.

Toutefois, l'effort auquel la tôle est soumise ne doit, en aucun point, dépasser la grandeur considérée comme son maximum¹. Pour les chaudières à vapeur avec coutures de rivets à simple recouvrement, on prend ordinairement pour cet effort k_t , qui se produit à la plus haute pression employée en service courant, $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{4,5}$ de la résistance effective K_t à la traction ; on compte alors (voir fig. 92, page 140) :

$$(t-d)s \frac{K_t}{5} = bs \frac{K_t}{5} \geq S \text{ à } (t-d)s \frac{K_t}{4,5} = bs \frac{K_t}{4,5} \geq S \text{ (2)}$$

en supposant que S désigne la force à transmettre sur la largeur de tôle t . En appliquant des couvre-joints le long de la couture (en dedans et en dehors, comme par exemple sur la figure 73, page 159), on est allé jusqu'à :

$$bs \frac{K_t}{4} \geq S \text{ (3)}.$$

¹ En dehors des coutures de rivets, les ouvertures pratiquées dans les parois pour les trous d'homme ou à main, les orifices destinés à l'évacuation des boues, les ouvertures des cuissards, etc., constituent des points faibles.

Il est nécessaire de renforcer les bords de ces ouvertures, si l'affaiblissement de l'enveloppe de tôle l'exige ou s'il est à craindre que le tirage des étriers de fermeture ou quelque autre cause analogue donne lieu à une fatigue exagérée ou une déformation de la tôle. Au sujet de l'affaiblissement que les découpures de la paroi peuvent occasionner, on peut voir aussi, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, pages 868 et suivantes, le travail de l'auteur intitulé : « Un point faible de beaucoup de nos chaudières à vapeur ».

Comme la fatigue de la tôle, provenant de la pression intérieure, est beaucoup moindre dans le sens de l'axe de la chaudière que dans le sens perpendiculaire (voir page 34), il est préférable de placer le petit axe des ouvertures elliptiques dans le sens de la longueur de la chaudière.

Les trous d'homme ne doivent pas avoir moins de 300 × 400 mm. Il ne paraît admissible de descendre à 280 × 380 mm que si l'adoption de dimensions plus grandes expose à des difficultés insurmontables.

² Ce mode de calcul suppose que la section transversale $bs = (t-d)s$ doit supporter la totalité de la force S ; mais cette hypothèse ne se réalise que s'il se produit un glissement des plaques rivées l'une sur l'autre. Quand la transmission de S s'opère au moyen de la résistance au glissement, tous les éléments de surface dans lesquels cette résistance a son siège participent à cette transmission, ainsi que les parties des surfaces de plaques pressées les unes contre les autres et situées devant la rangée de rivets, c'est-à-dire en avant de la section transversale $(t-d)s$, fig. 72, page 152. Ce que transmettent ces éléments de surfaces n'a plus à passer par la section transversale $(t-d)s$. Dans le cas où la résistance au glissement opère la transmission moitié en avant et moitié en arrière de la rangée de rivets, il ne passe par $(t-d)s$ que 0,5 S . La simple réflexion indique que la force passant par $(t-d)s$ n'est pas uniformément répartie sur cette section.

Si la résistance au glissement est nulle, la charge S paraît certainement se porter sur la section $(t-d)s$, mais, même en ce cas, il ne peut être question de répartition uniforme (voir la note au bas des pages 139 et suivantes et particulièrement aussi la figure 97, page 141).

Les relations qui viennent d'être discutées prouvent encore une fois la grande importance qu'il convient d'attribuer à la résistance au glissement d'un assemblage à rivets ; elles montrent en même temps la nécessité d'exécuter ces assemblages de manière à augmenter cette résistance autant que possible.

³ L'Union internationale des Sociétés de surveillance des chaudières à vapeur a décidé, dans son assemblée d'ingénieurs et de délégués, du 16 juin 1898, d'énoncer dans les « Règles de Hambourg » (Bases du calcul des épaisseurs de matériaux pour les nouvelles chaudières), entre autres prescriptions, les suivantes :

Les épaisseurs de paroi des nouvelles chaudières seront déterminées de façon que la tension de la

D'ordinaire, c'est seulement quand il s'agit de grandes épaisseurs de tôles, et quand s demande à être strictement mesurée, que l'on se trouve amené à adopter les plus grandes valeurs de K_t . Ce choix suppose une matière et un travail excellents. L'auteur est d'avis que la tôle d'une rivure à recouvrement, celle par exemple de la figure 72, page 153, avec $s(t-d)K_t : 4,5 = S$ fatigue plus, toutes conditions égales d'ailleurs, que la tôle d'une rivure à double couvre-joint comme celle, par exemple, de la figure 73, page 159, avec $s(t-d)K_t : 4 = S$ (voir ce qui est dit du travail à la flexion dans la note insérée au bas de la page 139 et continuée aux pages suivantes).

L'épaisseur de tôle trouvée en se basant sur les données qui précèdent doit quelquefois être augmentée de 1 à 3 mm et plus, en prévision de fortes détériorations causées, par exemple, par la rouille, etc.

Pour les chaudières à vapeur, il convient en général de prendre 7 mm comme minimum d'épaisseur (voir à ce sujet la remarque insérée au bas de la page 150) et, dans le cas où l'épaisseur de paroi calculée est inférieure à 10 mm environ, d'augmenter cette épaisseur, lors même que les détériorations prévues ne dépassent pas la moyenne ordinaire, pour tenir compte du travail à la flexion (voir la remarque placée au bas de la page 139 et continuée jusqu'à la page 142). Si l'épaisseur de tôle est faible, il faut quelquefois tenir compte des remarques insérées pages 146 (art. 2), 149 et 150 (art. 6 et 7), au sujet de la résistance au glissement.

Il est, quelquefois aussi, nécessaire de ne pas perdre de vue, quand on détermine l'épaisseur des tôles, les déformations qui peuvent résulter, pour les chaudières en service, d'un échauffement unilatéral ou de variations de température (alimentation à l'eau froide, ouverture des portes de foyer, etc.).

Si la tension de la vapeur, la grandeur du diamètre de la paroi cylindrique ou d'autres conditions conduisent à de grandes épaisseurs de tôle, on ne doit pas perdre de vue que si la quantité de chaleur transmise à l'eau de la chaudière n'est relativement que peu réduite par une augmentation d'épaisseur de la paroi, la température que prend la paroi plus épaisse, toutes conditions égales d'ailleurs, peut s'élever considérablement au-dessus de celle de la chaudière. Tel est le cas aux endroits de la surface de chauffe où les gaz chauffeurs possèdent encore une température élevée, et où passent conséquemment de grandes quantités de chaleur. Pour ne pas faciliter, en ces endroits, des coups de feu capables de nuire plus ou moins à la sécurité du service de la chaudière, on y évite l'accumulation des

tôle à la traction, aux endroits les plus faibles n'atteigne, pas plus de $\frac{1}{4,5}$ de la résistance de la matière à la traction.

Si l'on emploie des coutures à double couvre-joint, la tension à la traction pourra être portée au $\frac{1}{4}$ de la résistance de la matière à la traction.

Dans ce cas il est absolument supposé que la chaudière est construite avec les plus grands soins.

Les coutures de rivets doivent toujours être exécutées de manière à présenter la résistance nécessaire au glissement, avec une résistance des rivets au cisaillement au moins égale à celle que le calcul indiquera pour la tôle dans la couture des rivets. Dans ce cas la charge d'un rivet, par centimètre carré de sa section transversale, doit au plus atteindre :

pour une rivure à un rang, à simple recouvrement	700 kg
» » deux rangs, »	650 »
» » trois » »	600 »
» » un rang, à double couvre-joint	1200 »
» » deux rangs, »	1150 »
» » trois » »	1100 »

Dans ce cas encore, on suppose une exécution parfaitement soignée. La matière doit satisfaire aux « Règles de Wurzburg » établies par la susdite Union.

152

masses de fer qui a lieu, par exemple, aux coutures de rivets, même sur des tôles moins épaisses.

Comme les gaz producteurs du chauffage ont une température élevée, il peut se produire des coups de feu dangereux aux endroits indiqués, sur des parois simples et même minces de chaudières; quand le passage de la chaleur, de la surface de chauffe à l'eau, est rendu difficile par un dépôt de tartre, par la formation d'une *couche huileuse*, même très peu épaisse, ou par quelque autre cause. Les parois peuvent alors se bosseler extérieurement ou intérieurement, sous une pression normale de vapeur, par le seul effet de ces coups de feu locaux sans qu'il se produise de manque d'eau, d'échauffement au rouge ni, par conséquent, de ramollissement de la tôle¹. Si la tôle n'a pas une ténacité suffisante (voir aussi, à ce sujet, les pages 64 à 68), il peut s'y former des crevasses ou des cassures.

Pour déterminer l'épaisseur propre de la paroi, on doit procéder de la manière indiquée par les exemples ci-après.

1^o *Chaudière à vapeur* de diamètre intérieur $D = 1400$ mm, pression effective intérieure $p = 5$ kg.

Le produit Dp atteint ici $140 \cdot 5 = 700$. A la dernière ligne du tableau comparatif de la page 153, le produit 696 correspond à l'épaisseur de paroi $s = 1,0$ cm et le produit 739 à l'épaisseur $s = 1,1$ cm; on a donc approximativement :

$$s = 10 \text{ mm.}$$

2^o *Tuyau rivé* de 700 mm de diamètre intérieur, pression effective 8 kg.

Pour le produit $70 \cdot 8 = 560$ le tableau de la page 153 donne l'épaisseur de paroi :

$$s = 7 \text{ mm.}$$

β. *Rivure à une coupe et à deux rangs*, fig. 75 et 76.

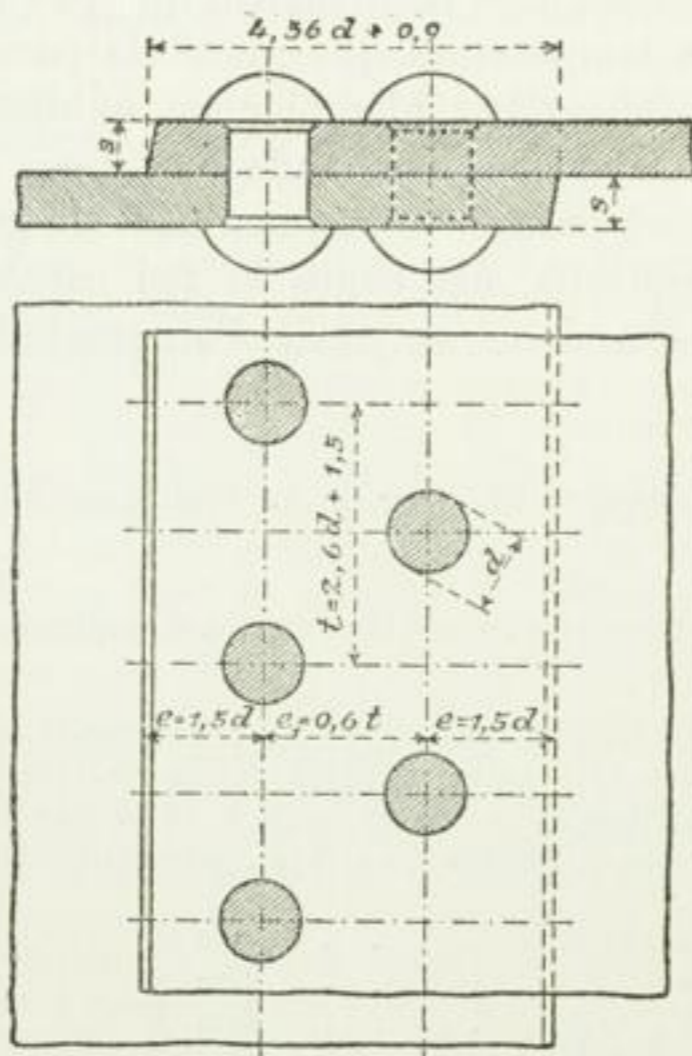


Fig. 75.

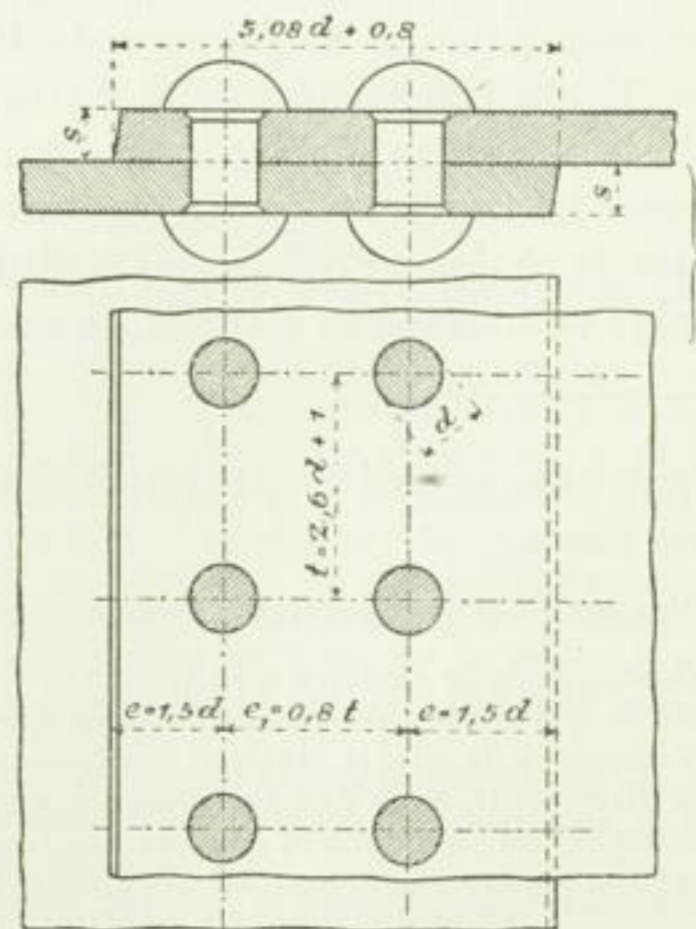


Fig. 76.

¹ Voir, à ce sujet, les explications de l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*.

D'ordinaire, c'est seulement quand il s'agit de grandes épaisseurs de tôles, et quand s demande à être strictement mesurée, que l'on se trouve amené à adopter les plus grandes valeurs de K_t . Ce choix suppose une matière et un travail excellents. L'auteur est d'avis que la tôle d'une rivure à recouvrement, celle par exemple de la figure 72, page 153, avec $s(t-d)K_t : 4,5 = S$ fatigue plus, toutes conditions égales d'ailleurs, que la tôle d'une rivure à double couvre-joint comme celle, par exemple, de la figure 73, page 159, avec $s(t-d)K_t : 4 = S$ (voir ce qui est dit du travail à la flexion dans la note insérée au bas de la page 139 et continuée aux pages suivantes).

L'épaisseur de tôle trouvée en se basant sur les données qui précèdent doit quelquefois être augmentée de 1 à 3 mm et plus, en prévision de fortes détériorations causées, par exemple, par la rouille, etc.

Pour les chaudières à vapeur, il convient en général de prendre 7 mm comme minimum d'épaisseur (voir à ce sujet la remarque insérée au bas de la page 150) et, dans le cas où l'épaisseur de paroi calculée est inférieure à 10 mm environ, d'augmenter cette épaisseur, lors même que les détériorations prévues ne dépassent pas la moyenne ordinaire, pour tenir compte du travail à la flexion (voir la remarque placée au bas de la page 139 et continuée jusqu'à la page 142). Si l'épaisseur de tôle est faible, il faut quelquefois tenir compte des remarques insérées pages 146 (art. 2), 149 et 150 (art. 6 et 7), au sujet de la résistance au glissement.

Il est, quelquefois aussi, nécessaire de ne pas perdre de vue, quand on détermine l'épaisseur des tôles, les déformations qui peuvent résulter, pour les chaudières en service, d'un échauffement unilatéral ou de variations de température (alimentation à l'eau froide, ouverture des portes de foyer, etc.).

Si la tension de la vapeur, la grandeur du diamètre de la paroi cylindrique ou d'autres conditions conduisent à de grandes épaisseurs de tôle, on ne doit pas perdre de vue que si la quantité de chaleur transmise à l'eau de la chaudière n'est relativement que peu réduite par une augmentation d'épaisseur de la paroi, la température que prend la paroi plus épaisse, toutes conditions égales d'ailleurs, peut s'élever considérablement au-dessus de celle de la chaudière. Tel est le cas aux endroits de la surface de chauffe où les gaz chauffeurs possèdent encore une température élevée, et où passent conséquemment de grandes quantités de chaleur. Pour ne pas faciliter, en ces endroits, des coups de feu capables de nuire plus ou moins à la sécurité du service de la chaudière, on y évite l'accumulation des

tôle à la traction, aux endroits les plus faibles n'atteigne, pas plus de $\frac{1}{4,5}$ de la résistance de la matière à la traction.

Si l'on emploie des coutures à double couvre-joint, la tension à la traction pourra être portée au $\frac{1}{4}$ de la résistance de la matière à la traction.

Dans ce cas il est absolument supposé que la chaudière est construite avec les plus grands soins.

Les coutures de rivets doivent toujours être exécutées de manière à présenter la résistance nécessaire au glissement, avec une résistance des rivets au cisaillement au moins égale à celle que le calcul indiquera pour la tôle dans la couture des rivets. Dans ce cas la charge d'un rivet, par centimètre carré de sa section transversale, doit au plus atteindre :

pour une rivure à un rang, à simple recouvrement	700 kg
» » deux rangs, »	650 »
» » trois » »	600 »
» » un rang, à double couvre-joint	1200 »
» » deux rangs, »	1150 »
» » trois » »	1100 »

Dans ce cas encore, on suppose une exécution parfaitement soignée. La matière doit satisfaire aux « Règles de Wurzburg » établies par la susdite Union.

152

on doit s'appuyer sur les résultats d'expériences spécialement dirigées en vue de déterminer la grandeur de la résistance au glissement (voir p. 140 et suivantes).

7. Rivure à une coupe et à trois rangs, fig. 80.

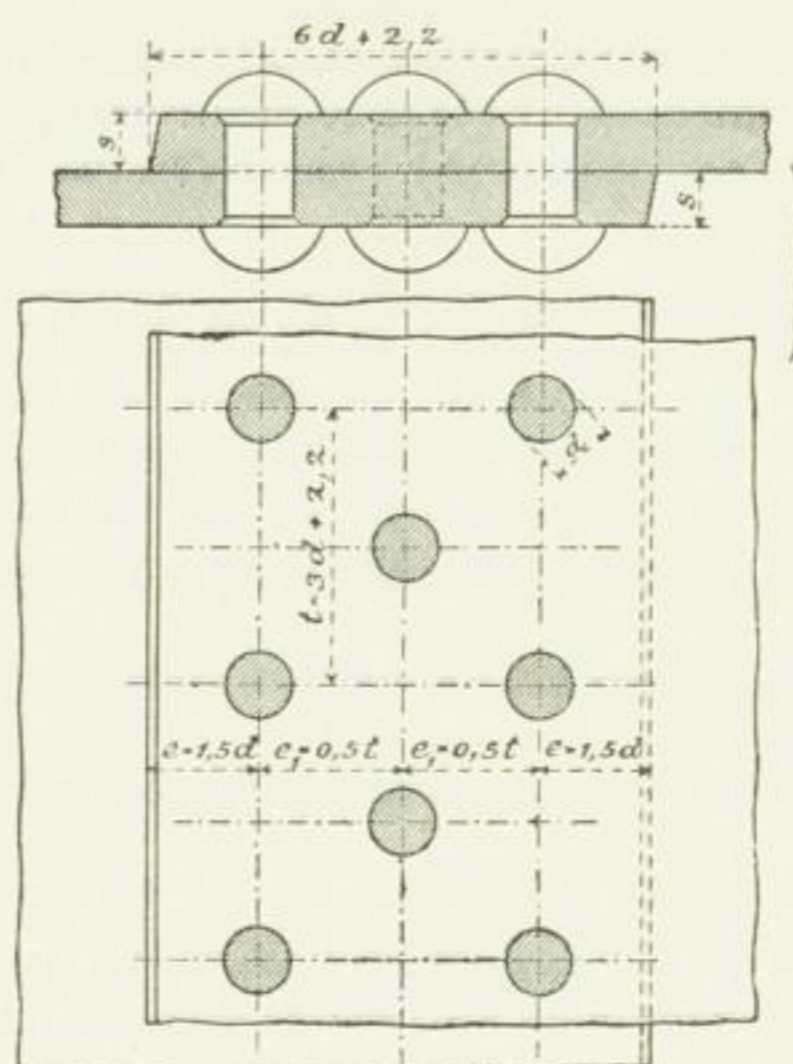


Fig. 80.

On peut obtenir la grosseur des rivets et leur écartement e , au moyen des formules 193 et 195 ; on a :

$$t = 3d + 2,2 \quad (200)$$

et l'écartement

$$e_1 = 0,5t \quad (201)$$

En tenant compte des remarques insérées aux art. α et β on fixe la charge admissible pour l'assemblage à 500 ou au plus 600 kg par centimètre carré de section des rivets¹.

Si l'on adopte la première valeur, on a :

s	=	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	cm
$d = \sqrt{5s} - 0,4$	=	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,3	3,4	3,5	»
$t = 3d + 2,2$	=	9,4	9,7	10,0	10,3	10,6	10,6	10,9	11,2	11,2	11,5	11,8	12,1	12,1	12,4	12,7	»
$\frac{\pi}{4} d^2$	=	4,52	4,91	5,31	5,73	6,16	6,16	6,61	7,07	7,07	7,55	8,04	8,55	8,55	9,08	9,62	cmq
$\frac{1}{3} st$	=	5,01	5,50	6,00	6,52	7,07	7,42	7,99	8,59	8,96	9,58	10,23	10,89	11,29	11,95	12,70	»
$\frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{3} st$	=	0,90	0,89	0,88	0,88	0,87	0,83	0,83	0,82	0,79	0,79	0,79	0,78	0,76	0,76	0,76	

¹ Si l'on voulait, pour avoir des rivets moins gros, dépasser ces valeurs, on réduirait en même temps la sécurité au point de vue du glissement des plaques rivées, et à celui des conséquences pouvant résulter de ce glissement. On s'oppose au glissement en adoptant un écartement moindre des rivets, la grosseur de ceux-ci restant la même, ou en employant des rivets plus gros tout en conservant le même écartement. Un matage soigné de la tôle et des têtes de rivets, des deux côtés, a aussi une influence favorable dans le même sens (voir p. 149, art. 6 et p., 150 art. 7). En général, l'auteur est partisan de fortes épaisseurs de tiges de rivets et opposé à l'outrépassation des limites de charge indiquées aux art. α à ζ .

$$\tau e = 500 \frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{3} s t = 450 \ 445 \ 440 \ 440 \ 435 \ 415 \ 415 \ 410 \ 395 \ 395 \ 395 \ 390 \ 380 \ 380 \ 380 \text{ kg}$$

$$2 s \tau e = D p = 1440 \ 1513 \ 1584 \ 1672 \ 1740 \ 1743 \ 1826 \ 1886 \ 1896 \ 1975 \ 2054 \ 2106 \ 2128 \ 2204 \ 2280 \text{ »}$$

En faisant usage de ce tableau, on doit avoir égard au contenu des art. α et β .

δ. Rivure à deux coupes, à un rang, fig. 73.

L'épaisseur s_1 des deux plaques d'assemblage ou *couvre-joint* est, en supposant une matière identique $s_1 = 0,5 s$. En considération de l'étanchéité à obtenir par le matage et en prévision de l'usure, on augmente ordinairement l'épaisseur des couvre-joints, pour laquelle il est de règle d'adopter une majoration de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{3}$, c'est-à-dire de ne pas descendre au-dessous de :

$$s_1 = \frac{5}{8} s \text{ à } \frac{2}{3} s \quad (202)$$

Il est bon, également, que l'un des couvre-joint soit un peu plus épais que l'autre quand l'usure à prévoir pour le premier est plus grande que pour le second (couvre-joints pour intérieur et extérieur de chaudières).

Les couvre-joints destinés aux chaudières à vapeur doivent être de qualité au moins aussi bonne que celle des tôles à réunir ; ils doivent être disposés de façon que le sens de leur laminage soit le même que celui des tôles d'enveloppe de la chaudière.

Comme $s_1 < s$ on peut aussi adopter un diamètre de rivets un peu moindre. Il convient cependant, en ce cas, de ne pas aller jusqu'à substituer, dans l'équation 193, s_1 à s , car les extrémités des tôles qui viennent buter l'une contre l'autre ne pouvant avoir, ordinairement, une épaisseur absolument identique, la tâche incombe à une partie des rivets d'opérer sur les couvre-joints une flexion qui les applique fortement sur la tôle de manière à satisfaire à la première condition d'un assemblage susceptible de résister au glissement. On posera :

$$d = \sqrt{5s} - 0,5 \quad (203)$$

$$t = 2,6d + 1 \quad (204)$$

On prend $1,5d$ pour la distance entre le milieu d'un rivet et le *bord de la tôle* ; mais, en prévision du matage, la distance du milieu du rivet au bord du couvre-joint est plus petite d'environ 10 %, comme on le voit figure 73.

Ici la résistance au glissement a lieu sur deux paires de surfaces et est, par conséquent, doublée. En tenant compte de cette circonstance, ainsi que des autres conditions (voir page 148, art. 4) nous admettons pour la *charge des rivets en service* jusqu'à :

1000 et au plus 1200 kg par cmq de leur section transversale.

Avec le premier nombre on obtient le tableau suivant :

s	= 0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0 cm
$d = \sqrt{5s} - 0,5$	= 1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7 »
$t = 2,6d + 1$	= 4,9	5,2	5,4	5,7	5,9	6,2	6,5	6,7	7,0	7,3	7,5	7,8	8,0 »

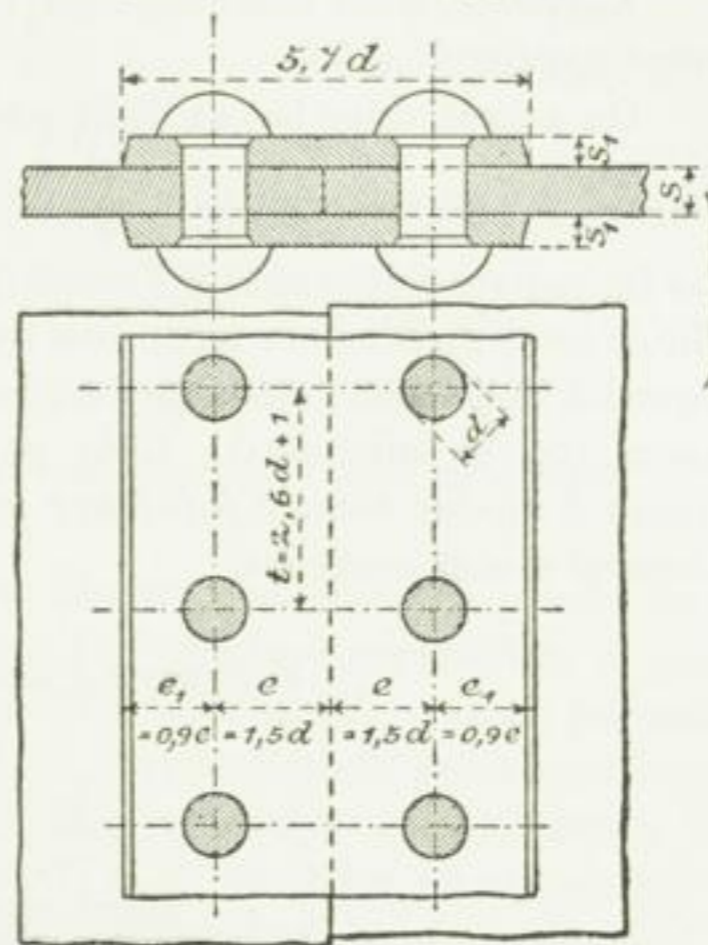


Fig. 73.

$\frac{\pi}{4} d^2$	=	1,77	2,01	2,27	2,54	2,84	3,14	3,46	3,80	4,15	4,52	4,91	5,31	5,73	cmq
$s t$	=	3,93	4,68	5,40	6,27	7,08	8,06	9,10	10,05	11,20	12,23	13,50	14,82	16,00	»
$2 \frac{\pi}{4} d^2 : s t$	=	0,90	0,86	0,84	0,81	0,80	0,78	0,76	0,76	0,74	0,74	0,73	0,72	0,72	
$\tau_e = 1000 \frac{\pi}{4} d^2 : s t$	=	450	430	420	405	400	390	380	380	370	370	365	360	360	kg
$2 s \tau_e = D p$	=	720	774	840	891	960	1014	1064	1140	1184	1258	1314	1368	1440	»

Les remarques insérées à l'art. α , au sujet du tableau contenu dans cet article, sont aussi applicables ici.

On admet, dans le cas dont nous nous occupons, pour charge admissible de la tôle de chaudière à vapeur, jusqu'à $\frac{1}{4}$ de la ténacité réelle; premièrement la tôle est protégée par les couvre-joints contre l'usure (provenant de la rouille, etc.), en sa partie la plus affaiblie, c'est-à-dire sur la ligne des trous; secondement, ce mode d'assemblage supprime le travail à la flexion inévitable avec la rivure à simple recouvrement (voir la note au bas des pages 139 et suivantes). Cela constitue un avantage extrêmement important de la rivure à double couvre joint sur celle à simple recouvrement (ou à clin) qui est notablement moins coûteuse.

ε . Rivure à deux coupes, à deux rangs, fig. 77.

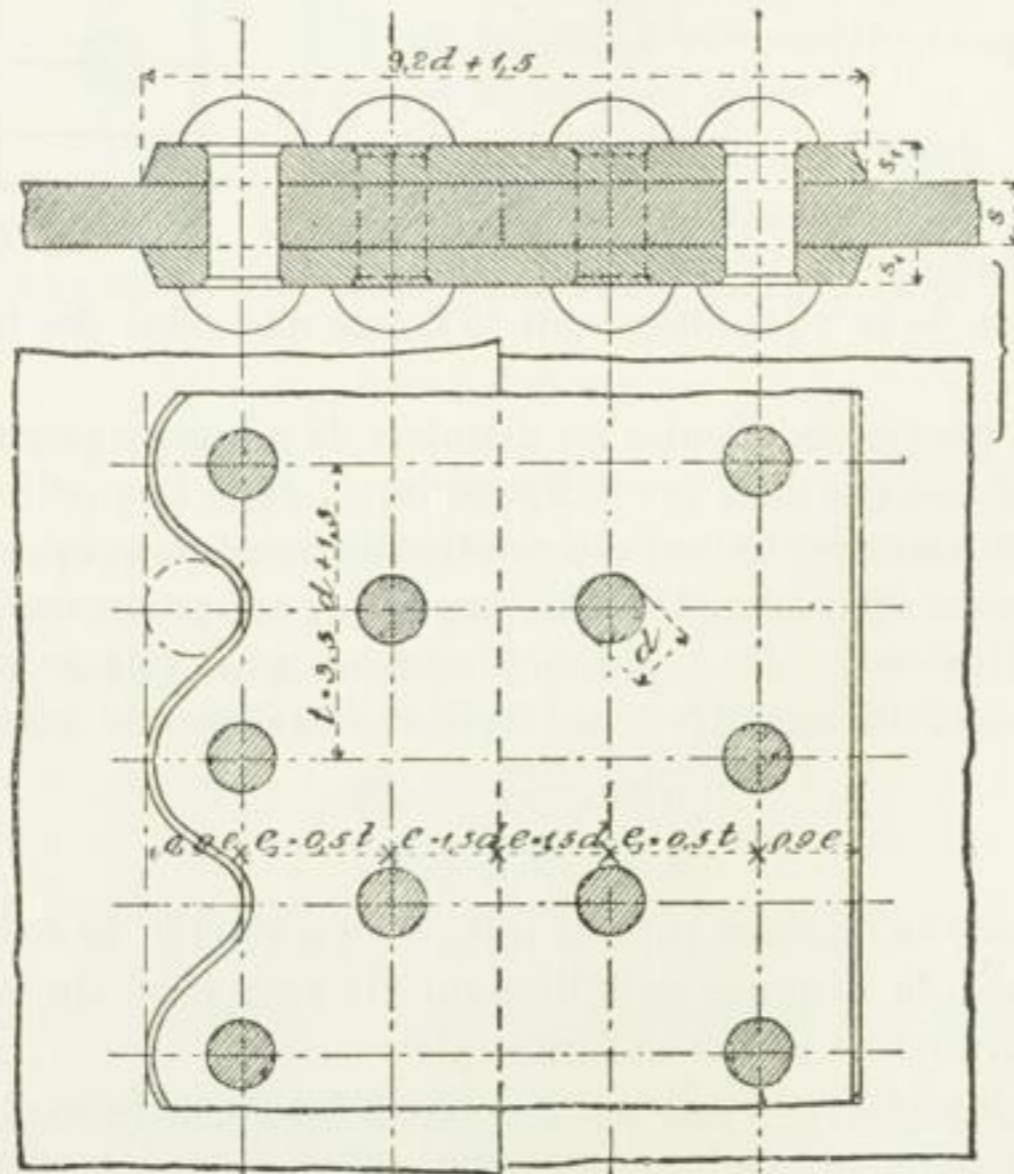


Fig. 77.

On peut adopter :

$$d = \sqrt{5s} - 0,6 \tag{205}$$

$$t = 3,5d + 1,5 \tag{206}$$

$$e_1 = 0,5t \tag{207}$$

$$\tau e = 500 \frac{\pi}{4} d^2 : \frac{1}{3} s t = 450 \ 445 \ 440 \ 440 \ 435 \ 415 \ 415 \ 410 \ 395 \ 395 \ 395 \ 390 \ 380 \ 380 \ 380 \text{ kg}$$

$$2 s \tau e = D p = 1440 \ 1513 \ 1584 \ 1672 \ 1740 \ 1743 \ 1826 \ 1886 \ 1896 \ 1975 \ 2054 \ 2106 \ 2128 \ 2204 \ 2280 \text{ »}$$

En faisant usage de ce tableau, on doit avoir égard au contenu des art. α et β .

δ. Rivure à deux coupes, à un rang, fig. 73.

L'épaisseur s_1 des deux plaques d'assemblage ou *couvre-joint* est, en supposant une matière identique $s_1 = 0,5 s$. En considération de l'étanchéité à obtenir par le matage et en prévision de l'usure, on augmente ordinairement l'épaisseur des couvre-joints, pour laquelle il est de règle d'adopter une majoration de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{3}$, c'est-à-dire de ne pas descendre au-dessous de :

$$s_1 = \frac{5}{8} s \text{ à } \frac{2}{3} s \tag{202}$$

Il est bon, également, que l'un des couvre-joint soit un peu plus épais que l'autre quand l'usure à prévoir pour le premier est plus grande que pour le second (couvre-joints pour intérieur et extérieur de chaudières).

Les couvre-joints destinés aux chaudières à vapeur doivent être de qualité au moins aussi bonne que celle des tôles à réunir ; ils doivent être disposés de façon que le sens de leur laminage soit le même que celui des tôles d'enveloppe de la chaudière.

Comme $s_1 < s$ on peut aussi adopter un diamètre de rivets un peu moindre. Il convient cependant, en ce cas, de ne pas aller jusqu'à substituer, dans l'équation 193, s_1 à s , car les extrémités des tôles qui viennent buter l'une contre l'autre ne pouvant avoir, ordinairement, une épaisseur absolument identique, la tâche incombe à une partie des rivets d'opérer sur les couvre-joints une flexion qui les applique fortement sur la tôle de manière à satisfaire à la première condition d'un assemblage susceptible de résister au glissement. On posera :

$$d = \sqrt{5s} - 0,5 \tag{203}$$

$$t = 2,6 d + 1 \tag{204}$$

On prend $1,5d$ pour la distance entre le milieu d'un rivet et le *bord de la tôle* ; mais, en prévision du matage, la distance du milieu du rivet au bord du couvre-joint est plus petite d'environ 10 %, comme on le voit figure 73.

Ici la résistance au glissement a lieu sur deux paires de surfaces et est, par conséquent, doublée. En tenant compte de cette circonstance, ainsi que des autres conditions (voir page 148, art. 4) nous admettons pour la *charge des rivets en service* jusqu'à :

1000 et au plus 1200 kg par cmq de leur section transversale.

Avec le premier nombre on obtient le tableau suivant :

s	= 0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0 cm
$d = \sqrt{5s} - 0,5$	= 1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7 »
$t = 2,6 d + 1$	= 4,9	5,2	5,4	5,7	5,9	6,2	6,5	6,7	7,0	7,3	7,5	7,8	8,0 »

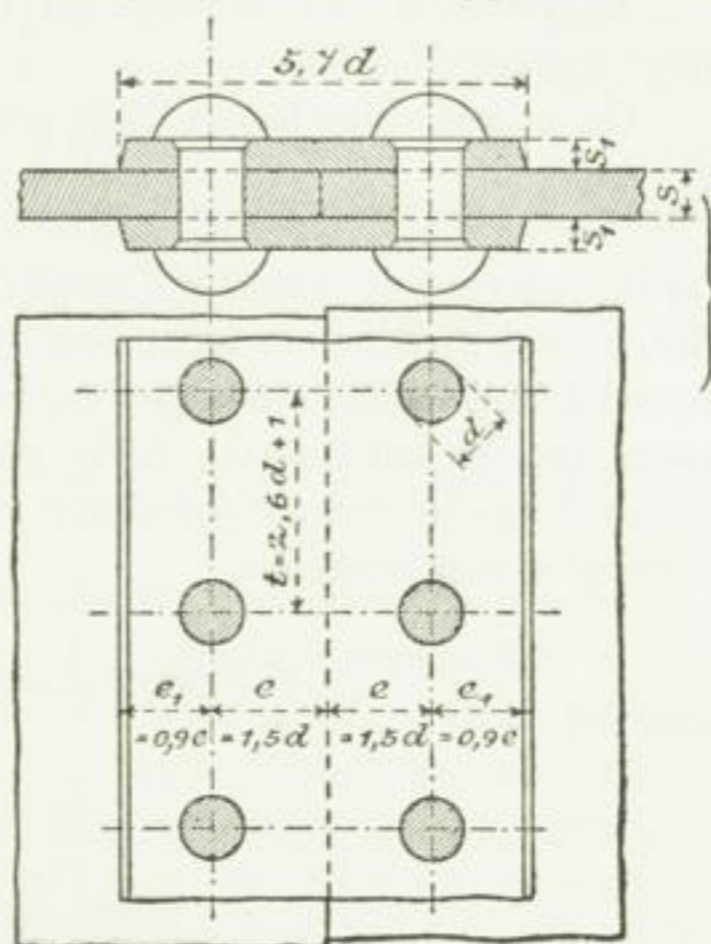


Fig. 73.

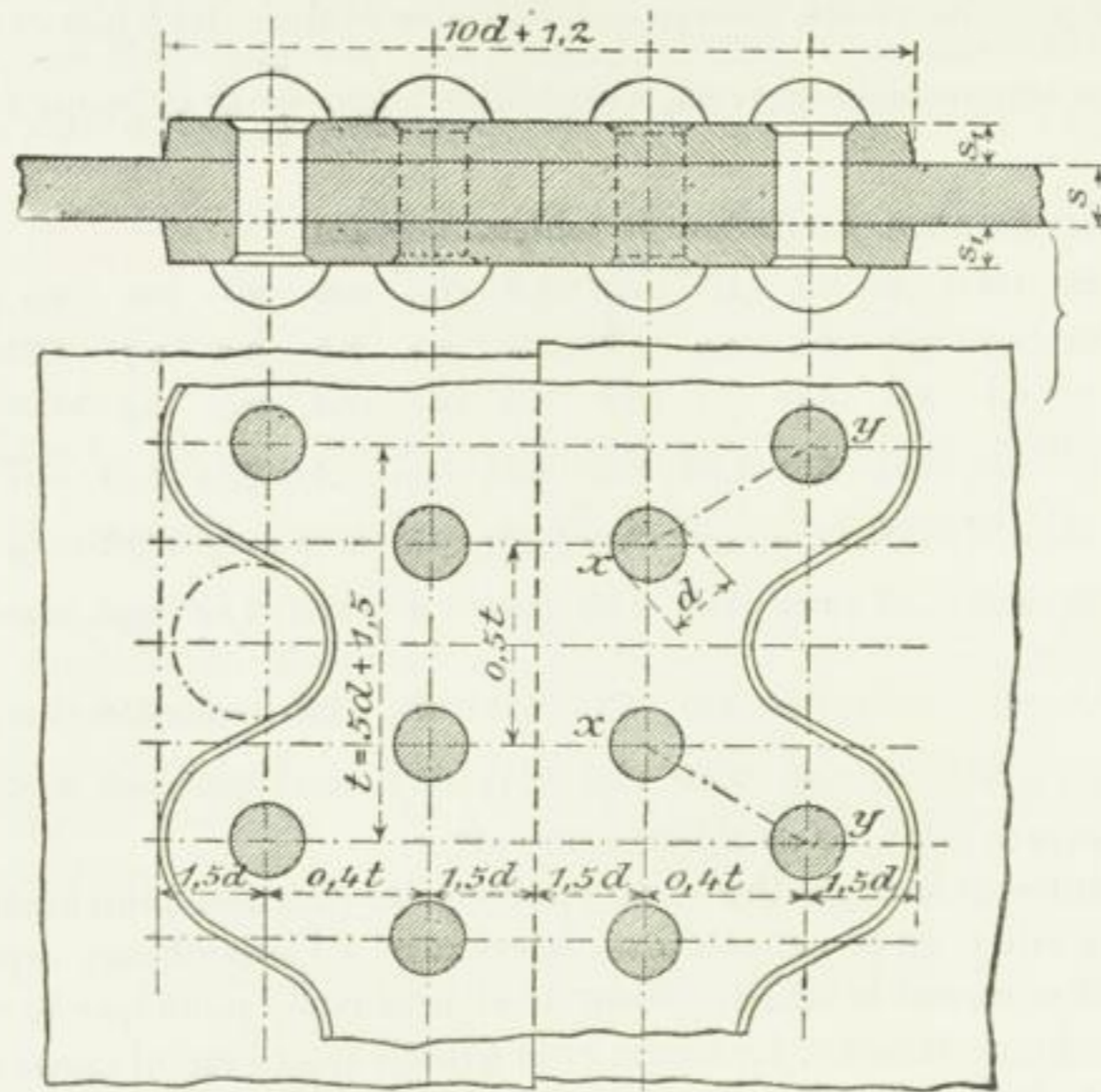


Fig. 78.

(ce qui correspond à $s = 2,6$ cm), on aurait :

$$2(16,5 - 6)s_1 = \frac{5}{4}(16,5 - 3)s,$$

$$s_1 = 0,8s.$$

En conséquence, nous posons :

$$s_1 = 0,8s. \tag{210}$$

Les équations 208 et 209 conduisent à :

s	=	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0 cm
$d = \sqrt{5s} - 0,6$	=	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,9	3,0	3,1	3,3 »
$t = 5d + 1,5$	=	12,5	13,0	13,5	14,0	14,5	15,0	16,0	16,5	17,0	18,0 »
$\frac{\pi}{4} d^2$	=	3,80	4,15	4,52	4,91	5,31	5,73	6,61	7,07	7,55	8,55 cmq
st	=	20,0	22,1	24,3	26,6	29,0	33,0	38,4	42,9	47,6	54,0 »
$6 \frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10	1,04	1,03	0,99	0,95	0,95
$\tau e = 3,950 \frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	541	537	532	527	522	494	489	470	451	451 kg
$2s \tau e = Dp$	=	1731	1825	1915	2003	2088	2174	2347	2444	2526	2706 »

Voir les remarques relatives au tableau de l'art. 2.

Les mêmes relations s'appliquent à la rivure figure 79 mais l'assemblage de la figure 78 est préférable parce que la distance entre deux rivets x et y , sur la figure 79, est notable-

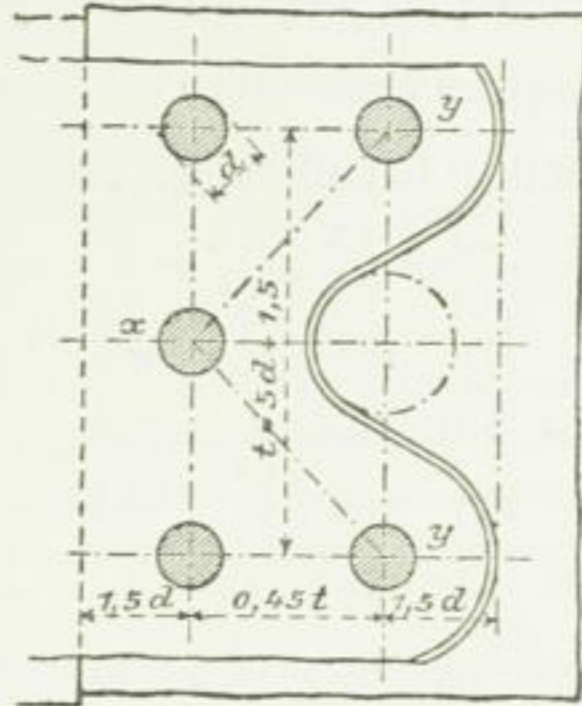


Fig. 79.

ment plus grande et, par suite, semble moins assurer l'étanchéité que le fait l'assemblage de la figure 78.

Voir aussi la remarque finale de l'art. 3.

ζ. Rivure à deux coupes, à trois rangs, fig. 81.

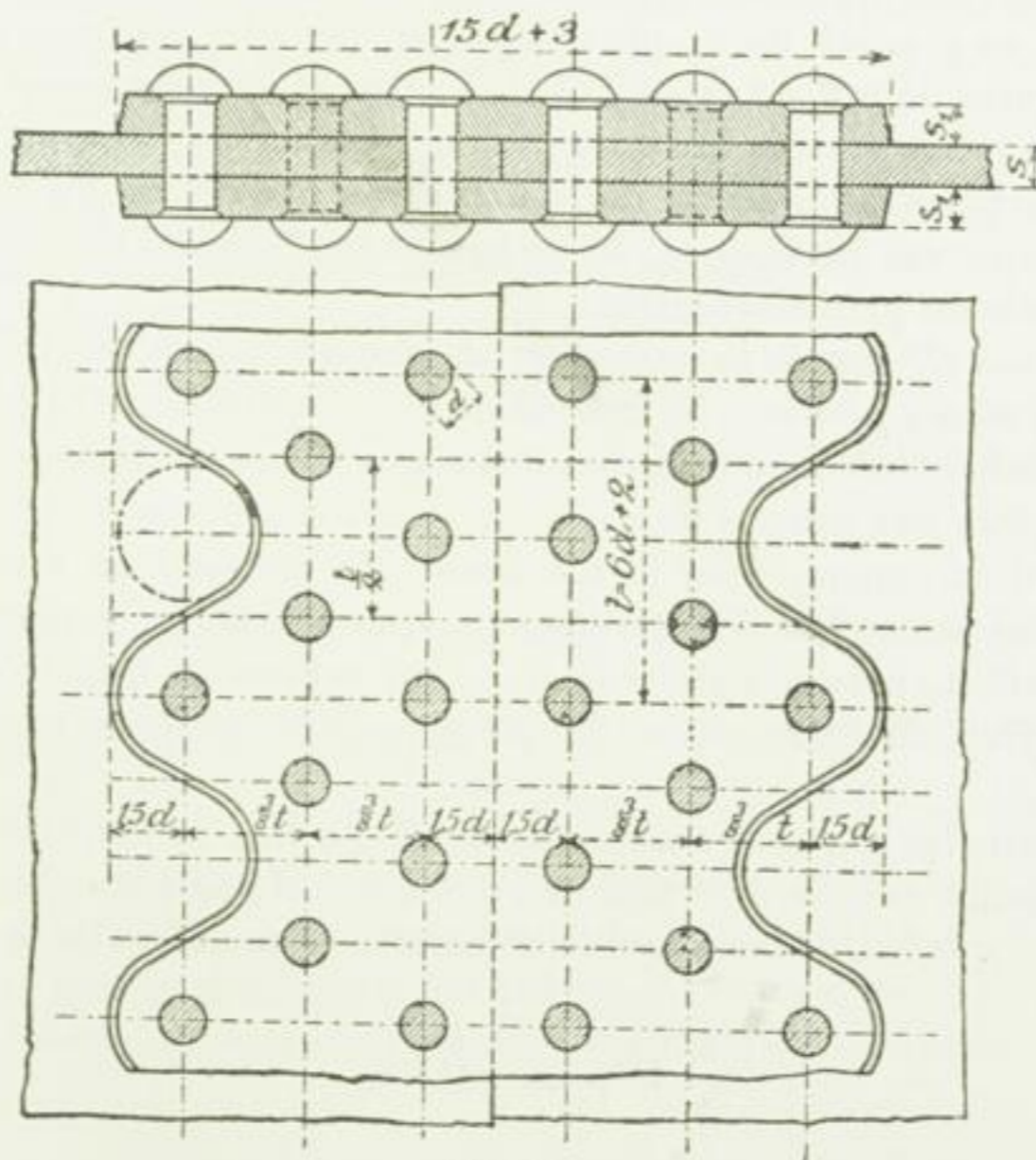


Fig. 81.

On doit prendre :

$$s_1 = 0,8s \quad (210)$$

$$d = \sqrt{5s} - 0,7 \quad (211)$$

$$t = 6d + 2 \quad (212)$$

Charge admissible 900, allant au plus jusqu'à 1100 kg par cmq de section transversale de rivet, c'est-à-dire $900 \frac{\pi}{4} d^2$ jusqu'au maximum $1100 \frac{\pi}{4} d^2$ pour chaque rivet.

Avec le premier nombre on obtient le tableau suivant :

s	=	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,5 cm
$d = \sqrt{5s} - 0,7$	=	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,4	3,5 »
$t = 6d + 2$	=	17,0	17,0	17,6	18,2	18,8	19,4	20,0	21,2	21,8	22,4	23,0 »
$\frac{\pi}{4} d^2$	=	4,91	4,91	5,31	5,73	6,16	6,61	7,07	8,04	8,55	9,08	9,62 cmq
st	=	34,0	35,7	38,7	41,9	45,1	50,4	56,0	63,6	67,8	76,2	80,5 »
$10 \frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	1,44	1,38	1,37	1,37	1,36	1,31	1,26	1,26	1,26	1,19	1,19
$\tau e = 5.900 \frac{\pi}{4} d^2 : st$	=	648	621	616	616	612	589	567	567	567	535	535 kg
$2s \tau e = Dp$	=	2592	2608	2710	2834	2938	3063	3175	3402	3629	3638	3745 »

Voir les remarques au sujet des tableaux δ et ε .

4. Choix de la rivure.

Si le *calcul* exige, pour la pression donnée du fluide et le diamètre admis ou donné — mais indépendamment des prévisions d'usure — des épaisseurs de tôles supérieures à 12 mm environ, il convient, en général, de ne plus employer, pour les *coutures longitudinales* de la chaudière, les rivures dont il est traité à l'art. α ; il peut même, suivant les circonstances, arriver que cette précaution semble indiquée plus tôt. Laquelle des autres rivures, dont il a été traité dans les articles précédents, doit-on préférer? C'est ce qu'il est nécessaire de déterminer pour chaque cas particulier, en se basant sur les conditions spéciales du problème, y compris celle du prix d'exécution.

Pour des tensions élevées de la vapeur et de grands diamètres, on doit éviter, bien plus qu'on l'a fait jusqu'à présent, les assemblages susceptibles de faire travailler beaucoup la tôle à la flexion (voir la note au bas des pages 140 et suivantes), comme cela arrive pour les rivures décrites aux articles de α à γ .

On n'impose ordinairement, avec le maximum de pression en service courant, aux enveloppes de chaudières soudées à recouvrement, qu'une charge variant de 1/7 à 1/6 au plus de la ténacité effective de la matière choisie, en supposant que cette dernière n'ait pas eu trop à souffrir de la soudure. Ce point mérite, en tous cas, la plus grande attention.

En ce qui concerne les *coutures transversales*, il y a lieu de tenir compte de ce que la tension τ_a qui se produit dans la direction de l'axe d'une chaudière cylindrique de diamètre D , à une pression p kg/cmq, dans une tôle d'épaisseur s se déduit de la formule approximative :

$$\frac{\pi}{4} D^2 p = \pi D s \tau_a$$

qui donne :

$$\tau_a = \frac{D}{4s} p$$

tandis que la tension dans le sens perpendiculaire au précédent, c'est-à-dire dans le sens de la circonférence, possède la grandeur τ qui, calculée d'après :

$$Dp = 2s\tau$$

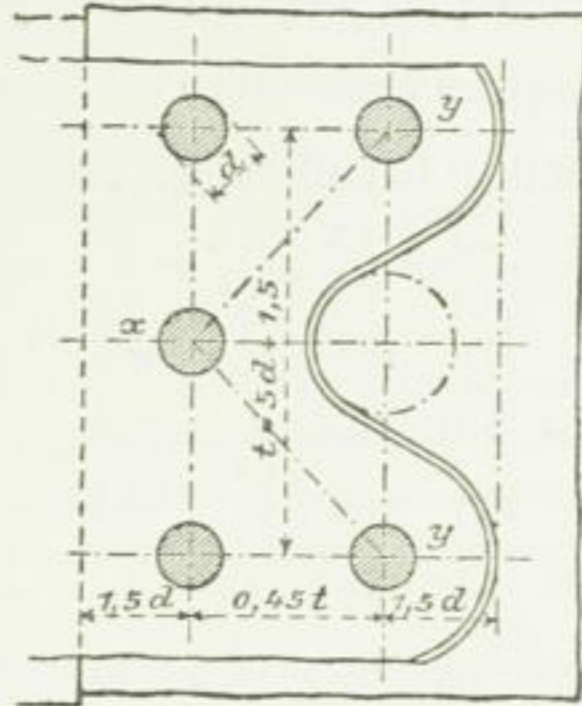


Fig. 79.

ment plus grande et, par suite, semble moins assurer l'étanchéité que le fait l'assemblage de la figure 78.

Voir aussi la remarque finale de l'art. 3.

ζ. Rivure à deux coupes, à trois rangs, fig. 81.

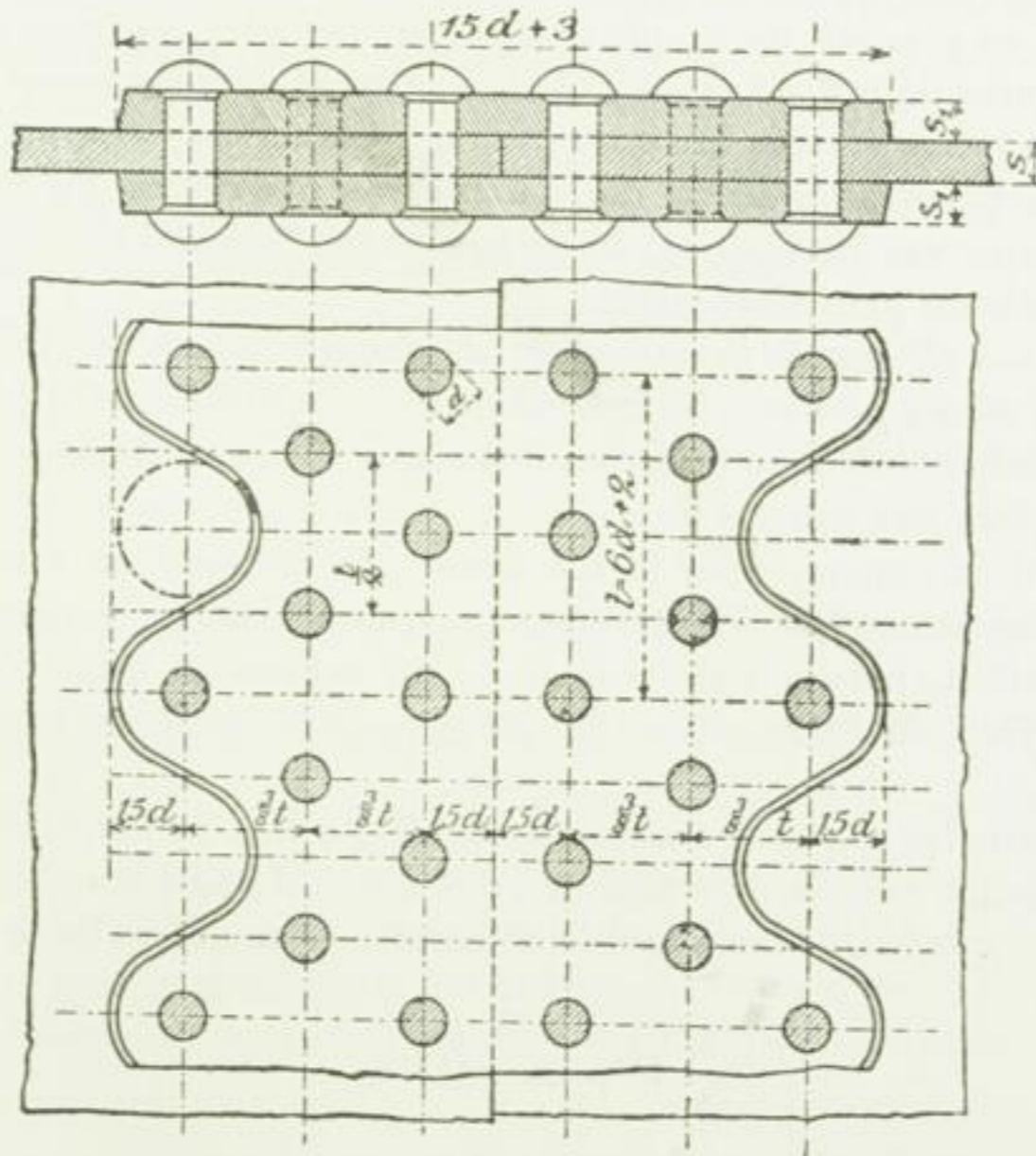


Fig. 81.

On doit prendre :

$$s_1 = 0,8s \quad (210)$$

$$d = \sqrt{5s} - 0,7 \quad (211)$$

$$t = 6d + 2 \quad (212)$$

on obtient une résistance au glissement aussi grande que possible, être laissée à l'appréciation de chaque constructeur.

La note au bas des pages 139 et suivantes indique de quelle manière on procède ordinairement. Pourtant, avec les constructions en fer exposées à des ébranlements (ponts de chemins de fer, etc.), ce système doit conduire quelquefois à une insécurité très grave, comme le montrent les remarques contenues dans l'art. *c*, page 144. En pareils cas on peut, en considération de ce qui est dit à cette place, réduire convenablement, avant de les introduire dans le calcul et suivant la nature et la force des ébranlements, les charges admissibles de rivets données aux art. *a*, α , etc. (voir également, ci-après, les remarques qui terminent Part. β).

On doit mettre toute son attention à connaître les conditions spéciales de l'assemblage à rivets dont on a précisément à s'occuper. En dehors des remarques précédentes on se trouve ici en présence de la question suivante : se produit-il des efforts de flexion et les forces à transmettre se répartissent-elles également sur les rivets ?

La somme des épaisseurs de parties à river ne doit guère dépasser $4d$, car, avec de grandes longueurs de rivets, telles que $5.5d$, environ, le refoulement devient presque impossible à travers toute la tige du rivet (il l'est encore plus pour la rivure à la main que pour celle à la machine); en outre, les tensions longitudinales produites par le refroidissement peuvent s'élever au point de faire sauter la tête du rivet. Si l'on ne peut éviter l'emploi de longs rivets, il faut les chauffer juste autant que cela est nécessaire pour former la tête fermante et pour obtenir la résistance au glissement. Il ne peut guère non plus être question, avec des rivets aussi longs, de mater la tête de pose, lors même que les rivets seraient chauffés à cet endroit.

Les boulons coniques, mentionnés pages 116 et suivantes, remplacent les rivets longs avec avantage mais d'une manière assez coûteuse d'ailleurs.

β . Rivures ayant à transmettre des forces dont les directions varient.

Il a été déjà démontré plusieurs fois, dans ce livre, que les rivets introduits à chaud ne remplissent pas complètement leur trou après leur refroidissement. Si les directions des forces viennent alors à changer et si la résistance au glissement est insuffisante pour transmettre les forces effectives il se produit un mouvement des deux plaques l'une sur l'autre. Les mouvements de ce genre, qui ont pour conséquence des chocs plus ou moins violents, sont inadmissibles dans le plus grand nombre des cas. On les évite en introduisant des rivets qui non seulement remplissent complètement les trous mais qui, de prime abord, exercent une pression sur la paroi des trous avec laquelle ils sont en contact. On satisfait à cette condition de la manière suivante.

Les trous sont percés au foret et proprement alésés au diamètre d_1 . Les rivets, représentés figure 103, sont en fer à rivets aussi doux que possible et tournés de façon que d soit, en nombre rond, plus grand de 2 % que d_1 . Ils sont introduits à froid dans leurs trous à grands coups de marteau à frapper devant, ce qui les presse contre la paroi des trous; on les refoule ensuite à grands coups et l'on façonne enfin leur tête au marteau à main, autant que la matière le permet. D'après les expériences de l'auteur, une rivure exécutée de cette manière résiste pendant longtemps à l'action de forces variables comme il s'en présente, par exemple, sur des arbres en tôle épaisse et lourdement chargés¹. La figure 104 montre un tête façonnée à froid et telle qu'on peut l'obtenir avec des rivets de 26 mm de diamètre.

¹ Voir aussi le travail de l'auteur « *Die Wasserräder* » (Les roues hydrauliques), 1886, pl. 10, où l'un de ces arbres, exécuté par lui, et de de 1100 mm de diamètre se trouve représenté dans son ensemble.

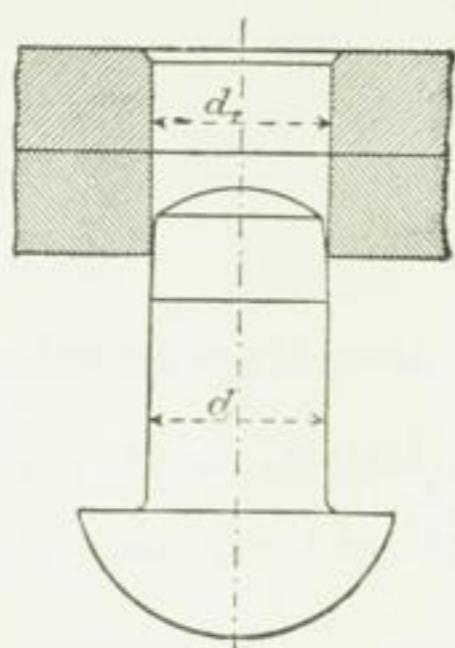


Fig. 103.

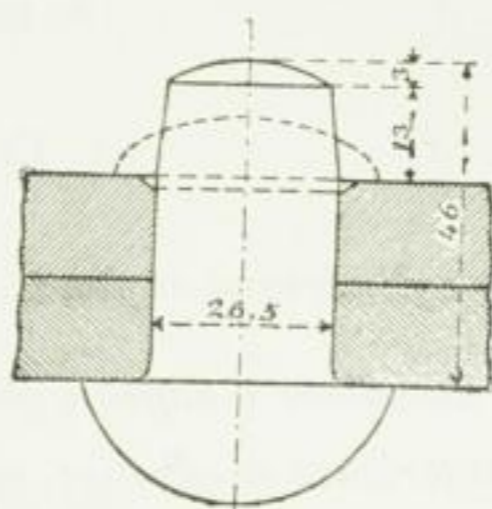


Fig. 104.

Si l'on désigne par P la force à transmettre par l'intermédiaire d'un rivet, on peut poser pour une charge de 320 kg par cmq de section transversale de rivet, et de 400 kg par cmq de paroi de trou.

$$P \leq 320 \frac{\pi}{4} d^2 = 250 d^2 = 400 d s \quad (214)$$

d'où :

$$\left. \begin{aligned} d &= 1,6 s = \frac{8}{5} s \text{ ou} \\ s &= \frac{5}{8} d \end{aligned} \right\} \quad (215)$$

Si, avec la charge moyenne de la section transversale de rivet, on ne veut pas monter jusqu'à 320 kg, on obtient aussi $s : d$ réduit dans une mesure correspondante; toutefois l'effort adopté paraît admissible étant donnée la qualité du métal employé pour les rivets.

Comme la rivure à froid ne suffit pas à produire entre des tôles épaisses le contact exact nécessaire à la bonne qualité de l'assemblage, il est nécessaire de réaliser ce contact au moyen de quelques rivets introduits à chaud et répartis sur toute la couture.

Les deux mauvais côtés de la rivure dont il est question ci-dessus sont : premièrement, son prix élevé, secondement, les grands soins nécessaires à son exécution. Ces inconvénients sont, le plus souvent, assez graves pour que l'on cherche à se tirer d'affaire d'une autre manière. On emploie alors la rivure à chaud ; mais on pose le plus possible de rivets et, en tous cas, on en met assez pour que la charge à transmettre atteigne au plus 200 kg par centimètre carré de section de rivet, avec la rivure à une coupe, et au plus 350 kg avec la rivure à deux coupes ; on fait, en outre, tout ce qui peut contribuer à augmenter la résistance au glissement des plaques rivées l'une sur l'autre. On se fie alors à l'action de cette résistance sur les surfaces en contact. Si, en outre du changement de direction des forces, l'assemblage est exposé à subir des chocs et de forts ébranlements, il convient de descendre encore notablement au-dessous des charges indiquées (voir page 144, art. c).

3. Exemples de rivures.

a. CHAUDIÈRES A VAPEUR.

a. Enveloppe cylindrique et fonds, leur assemblage. Assemblage des tubes à flamme.

Soit une chaudière à vapeur des dimensions indiquées figure 45, planche 3, pour une pression intérieure et effective, en service, de $5\frac{1}{2}$ kil. par cmq. dont il s'agit d'établir le projet.

Au produit $140 \times 5,5 = 770$ correspond sur le tableau de la page 153, si nous adoptons la rivure à un rang, l'épaisseur de paroi :

$$s = 12 \text{ mm}$$

correspondant, d'après le tableau cité, à :

$$d = 20 \text{ mm}, \quad t = 48 \text{ mm},$$

avec :

$$e = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ mm}.$$

Suivant les conditions dans lesquelles la chaudière doit travailler et en prévision de l'usure plus ou moins forte à laquelle on doit s'attendre, il faut prendre l'épaisseur s un peu plus grande. On peut alors se demander si, en raison de l'augmentation d'épaisseur de la tôle, le diamètre de 20 mm admis pour les rivets pour $s = 12$ mm doit être conservé, ou si d doit correspondre à la nouvelle épaisseur de tôle, c'est à-dire à l'égalité 193. Si l'on observe que des tôles plus épaisses exigent de plus gros rivets pour s'appliquer fortement l'une sur l'autre, et que le serrage réciproque des tôles est la première condition d'une rivure étanche et solide, il est préférable d'adopter des rivets plus gros pour la tôle plus épaisse. Si, par exemple, on admet une épaisseur de paroi de 14 mm, on prendra, d'après le tableau de la page 153, $d = 22$ mm et $t = 52$ mm. Dans ce cas la charge relative des rivets devient inférieure à 600 kg/cmq ; elle est, en effet :

$$\frac{140 \cdot 5,2 \cdot 5,5}{2 \frac{\pi}{4} \cdot 2,2^2} = 527 \text{ kg/cmq}$$

mais on ne peut que s'en féliciter puisqu'il est de règle de considérer 600 kg comme limite supérieure.

Les viroles 1 et 2 de l'enveloppe de la chaudière forment des surfaces coniques composées chacune de deux plaques qui, conséquemment, ne peuvent être rectangulaires. La virole 3 est cylindrique. Bien que, dans le cas actuel, les plaques des viroles 1 et 2 ne s'écartent de la forme rectangulaire que dans une mesure insignifiante, leur forme exacte sera déterminée ci-après, à cause de l'importance que la question présente en principe.

La figure 46, planche 3, montre la forme des plaques destinées aux viroles 1 et 2. Cette forme se détermine au moyen des formules :

$$\frac{2 \pi r_2}{2 \pi r_1} = \frac{D + s}{D - s} = \frac{1412}{1388}$$

et :

$$r_2 - r_1 = l = 1500 - 2 \cdot 30 = 1440 \text{ mm},$$

d'où résulte :

$$r_2 = \frac{D+s}{D-s} r_1, \quad r_2 = r_1 + l,$$

$$\frac{2s}{D-s} r_1 - l = 0,$$

$$r_1 = l \frac{D-s}{2s}, \quad (216)$$

$$r_2 = l \frac{D-s}{2s} + l = l \frac{D+s}{2s}, \quad (217)$$

$$r_1 = \frac{1440 \cdot 1388}{24} = 83\,280 \text{ mm},$$

$$r_2 = \frac{1440 \cdot 1412}{24} = 84\,720 \text{ mm},$$

Ces rayons sont trop grands pour que l'on puisse tracer les cercles au compas. On trace en conséquence les arcs de cercle au moyen d'une règle que l'on courbe en prenant pour bases x_2 comme corde et h_2 comme flèche. Pour des arcs de rayons aussi considérables et de flèches relativement aussi petites, on peut, avec une exactitude suffisante, poser la corde x_2 comme égale à l'arc. On a ainsi :

$$x_2 = (D+s) \pi,$$

$$\frac{x_2^2}{4} = (2r_2 - h_2) h_2 = \infty 2r_2 h_2,$$

$$2r_2 = l \frac{D+s}{s} = \infty l \frac{D}{s},$$

$$\frac{x_2^2}{4} = l \frac{D}{s} h_2,$$

$$h_2 = \frac{x_2^2 \cdot s}{4lD} \quad (218)$$

Si chaque virole ne se composait que d'une plaque, c'est ainsi que l'on déterminerait la hauteur de la flèche h . Si la virole se compose de n plaques, la corde de chacune d'elles se mesure entre les centres des rivets extrêmes :

$$x_2 = \frac{(D+s) \pi}{n}.$$

La hauteur de la flèche se détermine alors d'après la formule 218.

Pour notre cas $n = 2$,

$$x_2 = \frac{(1400 + 12) \pi}{2} = 2218 \text{ mm},$$

$$x_1 = \frac{(1400 + 12) \pi}{2} = 2180 \text{ mm},$$

$$h_2 = \frac{2218^2 \cdot 12}{4 \cdot 1440 \cdot 1400} = 7,3 \text{ mm}, \quad h_1 = \frac{2180^2 \cdot 12}{4 \cdot 1440 \cdot 1400} = 7,1 \text{ mm}.$$

Le nombre de trous de rivets sur l'arc de rayon r_2 atteint :

$$1 + \frac{x_2}{t} = 1 + \frac{2218}{48} = \infty 47;$$

nous adoptons ce même nombre pour l'arc de rayon r_1 .

Les rivures longitudinales ont, déduction faite des deux rivures extrêmes :

$$\frac{l}{t} - 1 = \frac{1440}{48} - 1 = 29$$

rivets.

La forme des plaques qui appartiennent à la virole 3 est un rectangle aux dimensions de la figure 47, planche 3. Le nombre des trous de rivets se détermine comme pour les viroles 1 et 2.

Le calcul exact de l'épaisseur s_1 du *fond courbé* au rayon de 1700 mm est sujet à des difficultés très importantes. Il est de règle d'opérer en considérant le fond comme une partie de sphère creuse, dont le diamètre intérieur est 3400 mm, et l'on pose en conséquence :

$$\frac{\pi}{4} 340^2 \cdot 5,5 = \pi 340 s_1 k_t,$$

d'où :

$$s_1 = \frac{467,5}{k_t}.$$

Pour le choix de k_t , il faut ensuite considérer que l'idée servant de base au calcul donne pour le travail de la tôle, particulièrement à l'angle, c'est-à-dire à l'endroit où la forme sphérique passe à la forme cylindrique, une trop faible valeur. Avec les formes usuelles on doit conseiller de ne pas aller, avec k_t , au-dessus de 300 à 400 kg. Avec la première valeur, on obtient :

$$s_1 = \frac{467,5}{300} = 1,56 \text{ cm} = \approx 16 \text{ mm}.$$

Les figures 48 et 49 de la planche 3 montrent la jonction de deux viroles de l'enveloppe de chaudière. Sur la dernière de ces figures, les coutures longitudinales sont écartées de la distance de deux rivets.

Si la chaudière calculée ci-dessus devait être construite pour une pression de 7 kg, on aurait, pour une rivure à *un rang* et $Dp = 140 \cdot 7 = 980$, d'après le tableau de la page 153, comme épaisseur de paroi la plus approchée :

$$s = 16 \text{ mm}.$$

Pour une rivure à simple recouvrement, mais à *deux rangs*, le tableau de la page 153 donnerait :

$$s = 11 \text{ mm}.$$

En prévision de l'usure et de la possibilité d'importants efforts de flexion, il se pourrait que l'on fût amené à élever la valeur de s jusqu'à 12 ou 13 mm.

La figure 50 de la planche 3 montre l'assemblage d'un fond de chaudière plat, entouré d'un bord rabattu, avec l'enveloppe de la chaudière par l'intermédiaire du dit bord et avec le tube à flamme par l'intermédiaire d'une cornière.

Quelquefois, on emploie comme fonds des disques plats, comme on peut le voir sur les figures 51 et 52 de la planche 3.

L'assemblage du tube à flamme avec la paroi du fond peut aussi se faire de la manière indiquée par la figure 53.

Pour la bonne règle, on doit ancrer les fonds, ce qui peut se faire au moyen de *tirants longitudinaux*, qui déchargent directement les deux fonds circulaires, ou au moyen de *tirants d'angles* qui reportent une partie plus ou moins grande de la pression du fluide, agissant sur les fonds, sur l'enveloppe de la chaudière et dans une direction oblique à l'axe

de cette dernière ; on peut aussi employer des poutres en I , L ou J||L , rivées sur les fonds.

Quant à l'écartement des tirants, on est fixé par la nécessité de ne laisser dépasser nulle part, au travail à la flexion de la paroi plane (et quelquefois aussi à la déformation), la mesure considérée comme admissible ¹.

¹ Pour remplir cette condition d'une manière satisfaisante, on se trouve exposé à de graves difficultés provenant de ce que l'influence du mode de fixation de la paroi plane, à son pourtour, n'est pas complètement élucidée et aussi de ce que la paroi, venant à subir une flexion, cesse d'être plane et acquiert une forme courbe qui augmente sa résistance.

Les prescriptions du *Bureau Veritas* (Classification et construction des navires), 1890, stipulent ce qui suit pour des parois planes.

Il convient d'adopter :

$$p = \left(\frac{s - 0,15}{e} \right)^2 \frac{K_t}{c} \quad \text{ou} \quad s = 0,15 + e \sqrt{\frac{p c}{K_t}} \quad (219)$$

Dans ces formules :

p désigne le maximum de pression effective en kg/cm^2 ,

e l'écartement réciproque des entretoises ou tirants, la division étant indiquée en cm ,

s l'épaisseur de la tôle en cm ,

K_t la résistance à la traction de la matière de la plaque plane, en kg/cm^2 ,

$c = 1,47$ quand les entretoises ou les tirants sont vissés et rivés sur les plaques,

$c = 1,146$ quand ces pièces sont vissées dans les plaques et pourvues d'écrous à l'extérieur,

$c = 1,085$ quand elles sont vissées dans les plaques et pourvues intérieurement et extérieurement d'écrous et de rondelles intermédiaires dont le diamètre atteint au moins $0,4 e$; l'épaisseur des rondelles doit être, en ce cas, au moins $2/3 s$ et doit même être augmentée si leur diamètre atteint plus de $1,5$ fois le diamètre des écrous mesuré sur les arêtes,

$c = 0,962$ quand les entretoises ou tirants sont pourvus, des deux côtés de la plaque, d'écrous et de rondelles, la rondelle extérieure, rivée sur la plaque, possède une épaisseur d'au moins $3/4 s$, avec un diamètre d'au moins $0,6 e$.

Si la plaque est en contact, d'un côté avec la vapeur et de l'autre avec les gaz de la combustion, il faut augmenter son épaisseur. Pour la partie supérieure de la paroi circulaire des fonds de chaudières à vapeur de construction ordinaire et à retour de flamme on a, par exemple :

$$p = \left(\frac{s - 0,3}{e_1} \right)^2 \frac{0,9 K_t}{c} \quad \text{ou} \quad s = 0,3 + e \sqrt{\frac{p c}{0,9 K_t}} \quad (220)$$

Si ces plaques sont protégées par des tôles exposées à la flamme, il n'est pas nécessaire d'augmenter leur épaisseur.

Quand la tension de la vapeur est élevée (environ 10 kg/cm^2 et au-dessus), on recommande de visser les tirants longitudinaux et les tubes qui forment tirants dans les plaques circulaires des fonds, ou plaques tubulaires, et de pourvoir en outre les tirants de rondelles extérieures et intérieures. Les bords des tubes qui forment tirants doivent être dilatés au moyen d'un extenseur à rouleaux puis rabattus.

L'effort admissible pour les tirants et entretoises ne doit pas dépasser : avec le fer soudant 350 kg/cm^2 quand le métal est soudé et 500 kg quand il ne l'est pas ; avec le fer fondu, que l'on ne soude généralement pas, 600 kg ; avec le cuivre 300 kg . Avec le fer fondu le filet de vis ne doit pas se raccorder au noyau en formant un angle aigu, mais doit être arrondi à cet endroit.

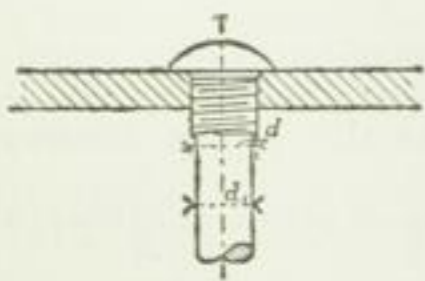


Fig. 105.

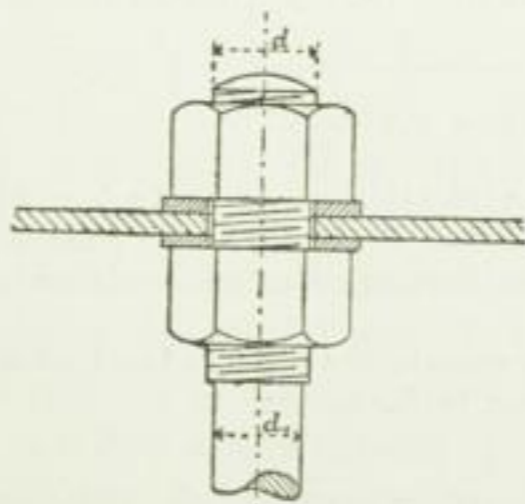


Fig. 106.

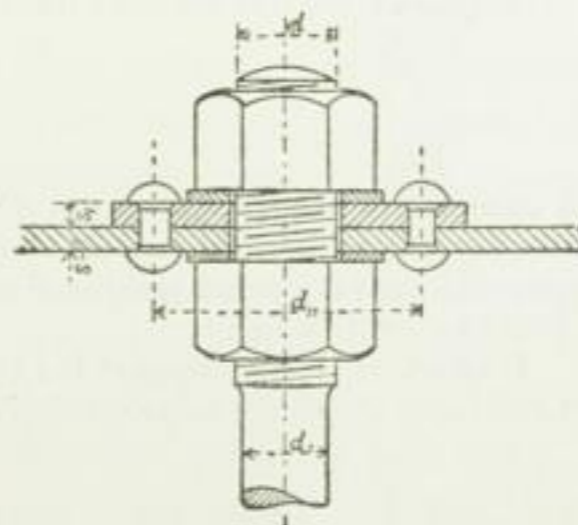


Fig. 107.

On donne aux tirants d'angles une inclinaison aussi faible que possible sur l'axe de la chaudière, et l'on veille à ce que les rivets de fixation les plus rapprochés du tube à flamme en soient écartés d'au moins 200 mm, de manière à laisser au fond une certaine flexibilité (voir ci-dessous et page 173, ce qui a rapport à cette nécessité). Si la consolidation des fonds s'opère au moyen de poutres rivées, il convient d'en faire porter la charge aussi directement que possible sur l'enveloppe de la chaudière, de manière que la traction sur le bord du fond soit nulle ou très réduite.

S'il est nécessaire d'éviter l'ancrage des fonds, il faut adopter pour ceux-ci la forme *courbe*. La figure 54 de la planche 3 montre l'assemblage d'un fond ainsi courbé avec le tube à flamme *ondulé*.

Si les parois à consolider ne sont pas très éloignées l'une de l'autre, l'ancrage s'opère au moyen d'*entretoises* vissées dans les parois pourvues d'un pas de vis femelle, et dont on rive les extrémités saillantes après en avoir supprimé le filet.

Pour se rendre compte de l'efficacité des ancrages et, en même temps, des efforts que subissent, en service, les parois ancrées, il convient de prendre en considération l'influence exercée par les changements de température.

On fait, pour les *tubes à flamme*, des assemblages d'un genre spécial et dont la nécessité résulte de ce que les tubes à flamme sont soumis à une pression *extérieure*, et de ce que les différentes parties des chaudières sont exposées, en service, à des températures diverses donnant lieu à des dilatations et conséquemment à des tensions. Le tube à flamme qui contient le foyer doit subir, à sa partie supérieure, une température notablement plus élevée qu'à sa partie inférieure et tend, par suite, à se courber vers le haut. L'expérience prouve qu'il s'y produit en effet une courbure très notable. En même temps le tube agit sur les fonds de la chaudière, maintenus à une distance fixe par l'enveloppe dont la tempé-

Comme l'auteur l'a prouvé dans son travail « Calcul des parois planes de chaudières, soutenues par des tirants ou entretoises, et résultats des expériences les plus récemment exécutées à ce sujet », *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, pages 341 à 349 et pages 373 à 381, ou dans « Expériences sur la résistance des parois de chaudières », 2^e livraison, Berlin, 1894, on peut évaluer l'effort de flexion kf subi par ces parois, en formant des compartiments quadrangulaires sur lesquels s'exerce l'appui des tirants ou entretoises, et en s'appuyant sur les formules suivantes :

a. Quand les tirants (ou boulons) sont fixés de la manière indiquée figure 105.

$$p = 3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d}{e} \right) \left(\frac{s}{e} \right)^2 kf,$$

b. Quand les tirants sont fixés de la manière indiquée figure 106.

$$p = 3,6 \frac{1 - 0,7 \frac{d}{e}}{1 - 1,8 \frac{d}{e}} \left(\frac{s}{e} \right)^2 kf,$$

c. Quand les tirants sont fixés de la manière indiquée figure 107.

$$p = \frac{4}{1 - 0,9 \frac{d_n}{e}} \left(\frac{s}{e} \right)^2 kf,$$

en admettant que l'épaisseur s_1 du disque rivé atteigne de 0,75 s à s . Si s_1 est notablement plus grand, cette équation donnera une résistance trop faible de la paroi. On peut alors procéder d'après les explications données dans les publications citées et auxquelles on devra se reporter aussi, à propos d'autres détails en particulier.

L'effort τt que subissent les tirants ou entretoises sous la traction d'un champ de grandeur e^2 , chargé de p kg/cm², s'obtient approximativement par la formule :

$$\tau t = \frac{e^2 p}{\frac{\pi}{4} d_1^2}.$$

rature est toujours plus basse que celle de la partie supérieure du tube à flamme. Si l'on ajoute à cela la variabilité de température des gaz chauds qui passent en les effleurant le long des parois (ouverture de la porte de foyer pendant le chargement, donnant lieu à la rentrée d'une grande quantité d'air froid, suivie d'un abaissement notable de la température, ce qui implique un relèvement de cette même température, et ainsi de suite), l'alimentation à l'eau plus ou moins froide, etc., il est évident que les diverses parties de la chaudière subissent constamment de petites déformations qui font travailler ces parties les unes contre les autres ; c'est ce que fait, en particulier, le tube à flamme par rapport aux fonds. Pour écarter, dans ce cas, les dangers d'une fatigue exagérée du métal, on doit autant que possible donner aux fonds et au tube à flamme, dans le sens de son axe, une certaine flexibilité.

L'assemblage des viroles de tube à flamme entre elles, représenté figure 53, planche 3 — tubes à brides avec interposition d'un anneau sur lequel appuient ces brides — donne au tube cette flexibilité, en même temps qu'un utile surcroît de résistance à la pression extérieure, en supposant que les diverses viroles ne soient pas trop longues. Les rivets sont complètement à l'abri du feu. Si le travail est bien fait, supposition qui s'applique surtout au rabattement des bouts de tubes, l'assemblage doit être considéré comme à toute épreuve.

Sur l'assemblage représenté figure 56, planche 3, est inséré un anneau creux de matière tenace (sans soudure), obtenu par laminage. L'extension longitudinale du tube s'effectue assez bien avec ce joint qui, en outre, augmente la rigidité du tube en réduisant la longueur de ses viroles ; l'anneau *doit* souvent subir de fortes torsions.

Les qualités de flexibilité dans le sens de l'axe du tube et de grande résistance à la pression extérieure s'observent surtout sur le *tube ondulé* (système *Fox*), figure 54, planche 3, que fabriquent, en Allemagne, les laminoirs *Schulz-Knaut*, à Essen, en transformant d'abord la tôle plane en cylindre creux à jonction longitudinale soudée, auquel on donne ensuite la forme ondulée convenable, sur des rouleaux profilés. On trouvera, page 189, les renseignements nécessaires sur les dimensions auxquelles on peut se procurer ces tubes.

Les nombreuses applications que l'on a trouvées pour les tubes ondulés ont donné lieu à la création d'autres formes de tubes soudés, tels que le tube à flamme à *ondulations hélicoïdales*, qui doit augmenter la résistance des fonds de chaudières, et le tube à flamme à *nervures de Purves*, figure 55, planche 3, fabriqué par *John Brown et Cie*, à *Sheffield*, en courbant et soudant ensuite de la tôle sur laquelle on a préalablement formé, au laminoir, les nervures convenables.

Pour apprécier les résultats d'expériences qui semblent plaider en faveur de tel ou tel système de tube à flamme (ondulé ou à nervures), ou lui donner la supériorité, il ne faut pas perdre de vue la circonstance suivante :

Moins la ténacité de la matière du tube sera grande, plus grande sera la *pression d'épreuve* à laquelle ce tube pourra résister — jusqu'à une certaine limite — avant de s'écraser, toutes les autres conditions étant, d'ailleurs, supposées égales. Si, cependant, on tient compte de l'importante diminution que la ténacité de la matière, qualité si précieuse au point de vue de la sécurité en pratique, subit à la température à laquelle fonctionne une chaudière (voir pages 64 et suivantes), on doit toujours conseiller pour les tubes à flamme ou du moins pour la première partie de ces tubes (dont les tôles sont exposées au feu), l'emploi d'une matière aussi tenace que possible (voir pages 44, 45 et 47. Il semble, d'après cela, inadmissible de conclure immédiatement d'un essai à froid, *sous forte pression*, à une grande résistance *en service* et, par suite, à l'admissibilité de grandes charges.

L'auteur pense que le tube ondulé, figure 54, planche 3, doit être préféré au tuyau à nervures, fig. 55, planche 3, à un point de vue qui semble avoir une valeur considérable. Il faut supposer, en ce cas, les deux tubes construits avec une matière tenace. Si, dans le cas d'un manque d'eau ou d'une transmission difficile de la chaleur, il se produit un assez fort échauffement du tube à flamme, ou des échauffements locaux de ce même tube, assez grands pour qu'il commence à se bosseler, ces phénomènes ont pour premier résultat, avec le tube ondulé, d'écarter les ondulations les unes des autres. Il peut se produire un bossèlement très important vers l'intérieur, avant que le tube subisse une grande fatigue dans le sens de son axe, ainsi que plusieurs cas de la pratique et des expériences diverses l'ont démontré. Il n'en est pas de même avec le tube à nervures dont l'épaisseur, vers le plan médian des nervures, s'élève au moins à 25 mm. Ce tube peu flexible étant fixé aux fonds de la chaudière, il se produit, dès le début du bossèlement, des tensions longitudinales très importantes (dirigées dans le sens de l'axe du tube), et qui aboutissent à une déchirure en travers de cet axe.

Le danger d'une déchirure longitudinale et latérale à la suite d'un bossèlement intérieur progressivement étendu se présente à l'endroit où la flexion est la plus forte et où, peut-être, existe un défaut de matière — pouvant résulter de la soudure, — il est aussi grand pour les deux genres de tuyaux. En mettant la soudure en dessous, on supprime une cause de production de ces déchirures.

Si l'on se place au point de vue qui vient d'être indiqué, lorsqu'une fois un échauffement du tuyau, de nature à amener un bossèlement intérieur, a commencé à se produire, les meilleurs assemblages semblent être ceux qui, dans ce cas, donnent lieu moins promptement à des tensions longitudinales aboutissant à la rupture. Le fait que la maison *John Brown et Cie* a récemment modifié le profil du tube à nervures *Purves* conformément à la figure 108, c'est-à-dire en remplaçant la partie cylindrique située entre deux nervures par un renflement dirigé du côté de l'eau, indique que l'expérience de la pratique doit avoir confirmé les indications exposées ci-dessus.

Récemment, le tube ondulé de *Fox* a été modifié par *Donald B. Morison*, à *Hartlepool*, qui a donné un important allongement aux ondulations en saillie vers l'intérieur,



Fig. 108.

c'est-à-dire vers le foyer, en adoptant un rayon de courbure très allongé, comme on peut le reconnaître en comparant la figure 109 (*Fox*) à la figure 110 (*Morison*). Autant que l'au-

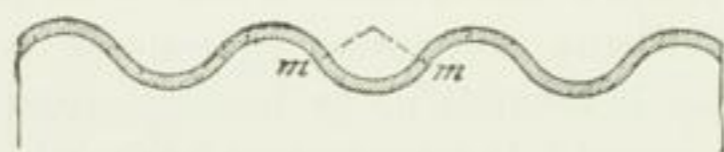


Fig. 109.

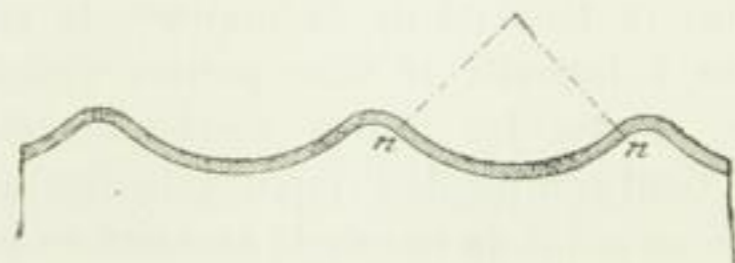


Fig. 110.

teur peut le savoir, *Morison* doit avoir été conduit à cette modification par le fait que les chaudières de navires, à foyers soufflés, et par conséquent très surmenées éprouvent facilement une surchauffe des ondulations du tube *Fox* saillantes vers l'intérieur, surtout quand

rature est toujours plus basse que celle de la partie supérieure du tube à flamme. Si l'on ajoute à cela la variabilité de température des gaz chauds qui passent en les effleurant le long des parois (ouverture de la porte de foyer pendant le chargement, donnant lieu à la rentrée d'une grande quantité d'air froid, suivie d'un abaissement notable de la température, ce qui implique un relèvement de cette même température, et ainsi de suite), l'alimentation à l'eau plus ou moins froide, etc., il est évident que les diverses parties de la chaudière subissent constamment de petites déformations qui font travailler ces parties les unes contre les autres ; c'est ce que fait, en particulier, le tube à flamme par rapport aux fonds. Pour écarter, dans ce cas, les dangers d'une fatigue exagérée du métal, on doit autant que possible donner aux fonds et au tube à flamme, dans le sens de son axe, une certaine flexibilité.

L'assemblage des viroles de tube à flamme entre elles, représenté figure 53, planche 3 — tubes à brides avec interposition d'un anneau sur lequel appuient ces brides — donne au tube cette flexibilité, en même temps qu'un utile surcroît de résistance à la pression extérieure, en supposant que les diverses viroles ne soient pas trop longues. Les rivets sont complètement à l'abri du feu. Si le travail est bien fait, supposition qui s'applique surtout au rabattement des bouts de tubes, l'assemblage doit être considéré comme à toute épreuve.

Sur l'assemblage représenté figure 56, planche 3, est inséré un anneau creux de matière tenace (sans soudure), obtenu par laminage. L'extension longitudinale du tube s'effectue assez bien avec ce joint qui, en outre, augmente la rigidité du tube en réduisant la longueur de ses viroles ; l'anneau *doit* souvent subir de fortes torsions.

Les qualités de flexibilité dans le sens de l'axe du tube et de grande résistance à la pression extérieure s'observent surtout sur le *tube ondulé* (système *Fox*), figure 54, planche 3, que fabriquent, en Allemagne, les laminoirs *Schulz-Knaut*, à Essen, en transformant d'abord la tôle plane en cylindre creux à jonction longitudinale soudée, auquel on donne ensuite la forme ondulée convenable, sur des rouleaux profilés. On trouvera, page 189, les renseignements nécessaires sur les dimensions auxquelles on peut se procurer ces tubes.

Les nombreuses applications que l'on a trouvées pour les tubes ondulés ont donné lieu à la création d'autres formes de tubes soudés, tels que le tube à flamme à *ondulations hélicoïdales*, qui doit augmenter la résistance des fonds de chaudières, et le tube à flamme à *nervures de Purves*, figure 55, planche 3, fabriqué par *John Brown et Cie*, à *Sheffield*, en courbant et soudant ensuite de la tôle sur laquelle on a préalablement formé, au laminoir, les nervures convenables.

Pour apprécier les résultats d'expériences qui semblent plaider en faveur de tel ou tel système de tube à flamme (ondulé ou à nervures), ou lui donner la supériorité, il ne faut pas perdre de vue la circonstance suivante :

Moins la ténacité de la matière du tube sera grande, plus grande sera la *pression d'épreuve* à laquelle ce tube pourra résister — jusqu'à une certaine limite — avant de s'écraser, toutes les autres conditions étant, d'ailleurs, supposées égales. Si, cependant, on tient compte de l'importante diminution que la ténacité de la matière, qualité si précieuse au point de vue de la sécurité en pratique, subit à la température à laquelle fonctionne une chaudière (voir pages 64 et suivantes), on doit toujours conseiller pour les tubes à flamme ou du moins pour la première partie de ces tubes (dont les tôles sont exposées au feu), l'emploi d'une matière aussi tenace que possible (voir pages 44, 45 et 47. Il semble, d'après cela, inadmissible de conclure immédiatement d'un essai à froid, *sous forte pression*, à une grande résistance *en service* et, par suite, à l'admissibilité de grandes charges.

De tout cela résulte que les rivets doivent être très rapprochés les uns des autres pour que le renfort ait une efficacité analogue à celle des types de construction représentés figures 53 et 56, planche 3 ; mais, dans ce cas, il y a plus de chances pour que les sections étroites des passages réservés pour l'eau entre le tube, l'anneau de renfort et les enveloppes des rivets (entretoises) se remplissent rapidement de tartre. On doit, en conséquence, signaler les renforts des figures 59 et 60 comme *devoir être employés, en bonne règle*, dans les seuls cas où leur usage est, pour ainsi dire, obligatoire.

La section transversale de l'anneau de renfort doit être assez grande pour qu'il supporte tout l'effort que le tube à flamme doit lui transmettre par l'entremise des rivets indiqués. Cette remarque s'applique à tous les genres de renforts.

Il faut observer, en tous cas, qu'il faut éviter de placer des rivets dans le foyer ; que les diverses viroles doivent être assemblées de façon que les gaz chauds, quand leur température est encore très élevée, ne viennent pas frapper la couture de rivets. On doit éviter aussi tout amoncellement de masses de fer, comme il s'en produirait, par exemple, si les anneaux de renfort des figures 59 et 60 étaient directement posés sur le tube. Il se produit en effet, à ces endroits, un échauffement plus ou moins nuisible à la sécurité de l'assemblage.

β. Calcul de l'épaisseur des parois de tubes à flamme.

Les tubes à flamme sont soumis à une pression extérieure qui — contrairement à une pression intérieure — tend à augmenter tout écart de la forme circulaire et, par suite, à produire des bossèlements à l'intérieur du tube ou même à écraser ce tube.

Les enveloppes de chaudières peuvent aussi être sujettes à la même action, quand la chaudière se refroidit au point que sa pression intérieure devienne peu différente de zéro alors que la pression atmosphérique règne à l'extérieur.

L'auteur pose pour les tubes à flamme :

$$s = \frac{pd}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{1}{1 + \frac{d}{l}}} \right) = \frac{pd}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{l}{l+d}} \right), \quad (221)$$

égalité dans laquelle :

p désigne la pression extérieure, c'est-à-dire la plus grande pression admissible en service, en kg/cmq,

s l'épaisseur de la paroi du tube en cm,

d le diamètre du tube en cm et pris, à la rigueur, extérieurement, bien qu'il soit souvent plus commode et tout aussi admissible avec la valeur relativement faible de s de prendre pour d le diamètre intérieur,

l la longueur du tube en cm et, le cas échéant, la distance des renforts *efficaces* du tube, quand il y a lieu d'en tenir compte (voir page 184),

a un nombre qui dépend avant tout de la perfection plus ou moins grande de la forme de cylindre *circulaire* du tube, de façon que, jusqu'à une certaine limite, il convient d'introduire a dans le calcul avec une valeur d'autant plus petite que le tube diffère moins de cette forme. Pour une forme de cylindre circulaire absolument exacte — en admettant que l'exécution en soit possible, et en supposant qu'aucune influence ne soit en jeu, autre que la pression du fluide qui agit sur tout le pourtour du cylindre avec une intensité égale (voir à cet égard ce qui suit), on devrait poser $a = 0$.

L'eau d'alimentation est impure (voir aux pages 155 et 177 les remarques sur les coups de feu). On diminue cette surchauffe en augmentant la surface du tube la plus exposée aux gaz en ignition (à peu près comme *nn* de la figure 110 au lieu de *mm* de la figure 109). Le nettoyage de la surface extérieure du tube doit, en outre, être plus facile avec la forme *Morison* qu'avec celle de *Fox*. Le fait est que le tube *Morison* s'est répandu très rapidement en Allemagne où on l'emploie actuellement beaucoup plus que le tube *Fox*. Au sujet des dimensions auxquelles le tube *Morison* se fabrique en Allemagne, on trouvera pages 189 les renseignements nécessaires.

C'est tout récemment que l'on est parvenu aussi à réaliser l'assemblage de tubes à flamme représenté figure 57, planche 3, et qui, avec une hauteur suffisante de la gorge (environ 50 mm), contribue efficacement à donner de la rigidité au tube, quoique dans une mesure plus restreinte, à longueur égale de tube, que le font les assemblages des figures 53 et 56. L'assemblage de la figure 57 donne aussi au tube une certaine flexibilité dans le sens de son axe, en même temps qu'il met les rivets à l'abri de la plus grande chaleur. C'est ce que ne fait pas l'assemblage figure 58, planche 3, qui, en outre, se prête moins à la flexibilité signalée plus haut. Par contre, ce dernier assemblage est satisfaisant au point de vue de la rigidité. Les *Forges d'Ottensen* ont exécuté récemment un assemblage de tube à flamme auquel il est juste d'accorder une certaine attention. Les viroles de ce tube dont les coutures longitudinales sont soudées, sont relevées en bourrelets à leurs extrémités, passées l'une sur l'autre (figure 111, page 184) et soudés (figure 112, même page)¹. La soudure qui se trouve dans la gorge annulaire s'obtient au chalumeau.

Les renforts de viroles de tubes à flamme ordinaires, assemblées comme l'indique la figure 50 de la planche 3, s'obtiennent aussi au moyen de cornières, figure 59, planche 3 (largeur des ailes 75 à 80 mm, épaisseur des ailes 12 à 13 mm), ou de fer plat posé de champ (figure 60, planche 3). On doit alors réserver entre les renforts et le tube une distance d'au moins 25 mm, pour qu'il reste de l'eau entre le tube et l'anneau, même quand il se forme des incrustations. Pour une autre disposition des renforts, l'anneau est introduit dans la chaudière en deux pièces qui se joignent bout à bout et les ailes perpendiculaires forment couvre-joints des deux côtés des points de jonction. Pour assurer l'efficacité des renforts figures 59 et 60, planche 3, il convient que l'écartement des rivets, au moyen desquels l'anneau de renfort est réuni au tube à flamme, soit assez petit pour maintenir efficacement et autant que possible la forme circulaire du tube (en tant que cette forme existe), aux points de jonction. Un écartement de 150 à 200 mm, comme on l'indique souvent, semble, à ce point de vue, d'une grandeur certainement exagérée ; sans compter que la charge imposée dans ce cas à un rivet devient beaucoup trop forte. C'est seulement pour de très gros diamètres de tubes qu'un écartement de 150 mm semble encore admissible. Pour de plus petits diamètres cet écartement tend en réalité à transformer la circonférence du tube en polygone comme l'indique avec exagération, le tracé pointillé de la figure 61, planche 3. Cette déformation se produit naturellement toujours aux endroits où elle est facilitée par des écarts de la forme circulaire ou par une autre cause quelconque. Le bossèlement vers l'intérieur, indiqué à gauche sur l'un des côtés, et qui peut être tout d'abord exclusivement élastique a, par la raison qu'en général il ne peut exister une déformation semblable sur la droite, pour conséquence de donner lieu à un effort de flexion sur les rivets de l'anneau de renfort. Si, par suite de cet effort, une tête de rivet vient à sauter, le renforcement cesse d'exister à cet endroit et le danger d'écrasement augmente très notablement. On se trouve alors presque dans les mêmes conditions que s'il n'existait aucun anneau de renfort.

¹ Brevet allemand N° 86816, du 23 octobre 1894, *P. J. Pommé à Altona-Ottensen*.

Avec une épaisseur plus grande de la paroi, une telle adjonction n'est généralement pas nécessaire. Dans les cas où s a une valeur moindre (environ 10 mm et au-dessous), c'est-à-dire avec des épaisseurs de parois sur lesquelles une certaine usure exerce une influence relativement grande, on peut conseiller plus fréquemment l'adoption d'un supplément

Formules actuelles pour le calcul de l'épaisseur des tubes à flamme.

On se servait autrefois, en Prusse, de la formule officielle :

$$s = 0,0067 d \sqrt[3]{p} + 0,13 \quad (I)$$

dont les termes ont le même sens que dans l'équation 221.

En 1858, Fairbairn a proposé, en se basant sur ses expériences avec des tubes soumis à une pression extérieure jusqu'à leur écrasement, la formule :

$$p = 806\,300 \frac{s^{2,19}}{ld} \quad (II)$$

(Transactions of the Royal Society, 1858, ou Fairbairn, Useful Information for Engineers, second series, second edition, London 1867). Dans cette formule d désigne le diamètre du tube à flamme, s l'épaisseur de paroi en pouces anglais, p la pression extérieure qui produit l'écrasement ou la rupture du tube, en livres anglaises par pouce carré anglais. Fairbairn signale expressément cette formule : « which is the general formula for calculating the strength of wrought-iron tubes subjected to external pressure, within the limits indicated by the experiments ; that is provided their length is not less than 1,5 foot, and not greater probably than 10 feet », etc. (qui est la formule générale pour le calcul de l'épaisseur des tubes en fer forgé soumis à une pression extérieure, dans les limites indiquées par les expériences, c'est-à-dire pourvu que leur longueur ne soit pas inférieure à 1,5 pied ni supérieure, probablement, à 10 pieds); le pied anglais vaut 0m,304.

Les résultats d'expériences donnent :

6 tubes $d = 4''$,	$s = 0,043''$,	$l = 19$ à $60''$,	2 tubes $d = 9''$,	$s = 0,14''$,	$l = 37''$,
6 » $d = 6''$,	$s = 0,043''$,	$l = 29$ » $59''$,	2 » $d = 8''$,	$s = 0,043''$,	$l = 30$ et $60''$,
3 » $d = 8''$,	$s = 0,043''$,	$l = 30$ » $40''$,	4 » $d = 4''$,	$s = 0,043''$,	$l = 15$ à $60''$,
2 » $d = 10''$,	$s = 0,043''$,	$l = 30$ et $50''$,	1 tube $d = 15''$,	$s = 0,125''$,	$l = 21''$,
3 » $d = 12''$,	$s = 0,043''$,	$l = 30$ à $60''$,	1 » $d = 15\frac{3}{16}$ à $15\frac{5}{8}''$,	$s = 0,125''$,	$l = 17''$,
1 tube $d = 18\frac{3}{4}''$,	$s = 0,025''$,	$l = 61''$,	1 » $d = 14\frac{1}{2}$ à $14\frac{11}{16}''$,	$s = 0,125''$,	$l = 60''$,

On a, en outre, essayé 2 tubes elliptiques, dont il n'a pas été tenu compte pour la formule II.

Comme on peut le voir, les expériences se rapportent, en majeure partie, à des tubes relativement très minces ; en effet :

26 tubes ont une épaisseur de	$0,043'' = 1,10$ mm
3 » » »	$0,125'' = 3,20$ »
2 » » »	$0,140'' = 3,50$ »
1 tube a » »	$0,250'' = 6,35$ »

La moindre épaisseur que l'on admette habituellement, aujourd'hui, pour les tubes à flamme atteint 7 mm ; on trouve — autant que l'expérience personnelle de l'auteur lui permet de le savoir, — de ces tubes dont la paroi atteint une épaisseur de 24 mm.

On peut dire aussi que les diamètres des tubes expérimentés sont petits comparativement à ceux des tubes que l'on fabrique à présent et qui commencent vers 600 mm pour atteindre quelquefois 1750 mm. Les épaisseurs de parois et les diamètres des tubes expérimentés restent donc passablement au-dessous des grandeurs actuellement acceptées dans la pratique.

Il convient en outre d'ajouter que les tubes essayés se trouvaient, lors des expériences, dans des conditions qui ne correspondent pas complètement à celles auxquelles un tube à flamme est réellement soumis, abstraction faite, tout d'abord, de l'influence du chauffage plus ou moins unilatéral d'ailleurs.

Dans un cylindre en fonte de 28'' anglais de diamètre, 8' anglais de longueur et 2'' anglais d'épaisseur de paroi, fig. 62, pl. 3 dans lequel on introduit de l'eau sous pression au moyen d'une pompe foulante, se trouve le tube que l'on veut soumettre à l'épreuve. Ce tube, fermé à ses extrémités par des couvercles en fonte rivés et soudés, est solidement relié au fond du cylindre extérieur par une tige et au couvercle de ce cylindre par un tuyau de $2\frac{1}{2}$ pouces, permettant à l'air de s'échapper quand la compression se produit.

On ne peut juger avec certitude, sans connaître les détails d'exécution, de la difficulté plus ou moins grande que les fonds du cylindre essayé ont à se rapprocher l'un de l'autre lorsqu'on les soumet à la pression. Il est à supposer que Fairbairn se faisait illusion en admettant que « les extrémités étaient

Pour les chaudières *horizontales* auxquelles s'applique immédiatement ce qui suit (au sujet des chaudières *verticales*, voir page 187), on peut adopter :

$a = 100$ pour des tubes avec couture longitudinale à simple recouvrement et des épaisseurs de 12 à 13^{mm}, rivés à deux rangs, à la condition que la forme circulaire soit réalisée avec tous les soins usités dans les bons ateliers de construction ;

$a = 80$ pour des tubes dont la couture longitudinale est soudée ou exécutée au moyen d'une jonction bout à bout, consolidée par des couvre-joints intérieurs et extérieurs ; mais dans les deux cas en satisfaisant à la condition, mentionnée ci-dessus, au sujet de la forme circulaire. Si ces tubes sont courts, on peut réaliser cette supposition plus complètement que si la longueur est grande, et, en conséquence, descendre alors, avec a , au-dessous de 80.

Si le travail est *excellent*, particulièrement au point de vue de l'exactitude de la *forme de cylindre circulaire*, on peut quelquefois adopter pour a une valeur encore moindre. Il ne faut cependant pas perdre de vue, dans ce cas, que l'effort subi par un tube à flamme ne résulte pas seulement de la pression extérieure, mais peut aussi tenir à d'autres influences, notamment à l'échauffement qui, s'exerçant d'ordinaire fortement sur un côté du tube (voir pages 172 et 173), peut avoir pour conséquences de notables déformations et tensions, voire des bossèlements intérieurs — sans cependant qu'il y ait eu manque d'eau ou que l'on ait dépassé le maximum de pression admissible — ; les bossèlements peuvent surtout se produire quand on alimente avec de l'eau impure et quand les surfaces de chauffe sont trop forcées aux endroits les plus exposés, c'est-à-dire quand la quantité de chaleur qui, en ces endroits, passe dans la paroi du tube est assez grande pour chauffer ce dernier d'une manière exagérée (voir aussi l'avant-dernier paragraphe des notes de la page 186 et les remarques des pages 155 et suivantes au sujet de la surchauffe. Les valeurs données plus haut pour la formule 221 et qui se trouvent en concordance avec des travaux exécutés et *présentant toute sécurité*, jusqu'à $d = 1750$ mm, impliquent déjà les influences de ce genre qui se présentent généralement. Si ces influences sont, en particulier, peu importantes (si l'eau est pure et si la chaudière travaille de façon qu'il ne puisse se trouver sur sa surface de chauffe de parties surmenées — comme celles mentionnées plus haut —, si les fonds circulaires de la chaudière et les assemblages des diverses viroles du tube à flamme possèdent une élasticité suffisante), on peut prendre a très notablement plus petit, à la condition que la forme circulaire du tube ait la perfection nécessaire.

S'il s'agit de chaudières dont les tubes à flamme sont exposés à une détérioration particulièrement grande, l'épaisseur résultant de l'équation 221 doit être augmentée dans une proportion qui dépend de la détérioration prévue. Si l'on désigne celle-ci par c l'égalité 221 se transforme en :

$$s = \frac{pd}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{1}{1 + \frac{d}{l}}} \right) + c = \frac{pd}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{l}{l+d}} \right) + c \quad (221a^1)$$

¹ L'importance évidente d'une règle permettant de calculer l'épaisseur des tubes à flamme, particulièrement en présence des grandes responsabilités qui s'étendent jusqu'à la vie humaine, nous paraît indiquer l'utilité de réunir ci-après les documents présentés à ce sujet pendant les quatre dernières années.

La Commission nommée par l'Union internationale des Sociétés de surveillance des chaudières à vapeur, en 1890, et chargée d'établir de nouvelles règles sur l'épaisseur des parois de chaudières à vapeur a adopté, dans ses séances définitives des 23 et 24 avril 1891,

donne pour la pression p des valeurs notablement plus élevées que celles réellement fournies par les expériences ; ce qui rend, en réalité, la sécurité des tubes bien inférieure à ce que l'on supposerait d'après la formule II. *Wehage*, qui a fait à ce sujet dans le *Dingler's Polytechnisches Journal*, 1881, tome 242, pages 236 et suivantes, un rapport pour lequel il a puisé aux sources mentionnées ci-dessus, s'est donné la peine de transformer en mesures métriques les nombres considérés et de les comparer à ceux résultant des formules connues. De son travail résulte le tableau suivant, sur lequel les 5 tubes à flamme sont distingués par les lettres A à E :

	A	B	C	D	E
Couture longitudinale	à recouvrement	à recouvrement	soudée	soudée	à couvre-joints
Remarque	ayant déjà servi	ayant déjà servi	—	ayant déjà, avant l'expérience, un bossèment de 6mm de profondeur	—
Lieu où les expériences ont été exécutées	Chantiers de construction navale de Earle à Hull		Greenock	Leeds	—
Directeurs des essais	Platten et Seaton		—	—	Ingénieur en chef de la marine des Etats-Unis
Diamètre moyen	1127	939	965	965	1371 mm
Longueur	978	2743	2185	2134	914 »
Epaisseur des parois	8,7	13,5	12,7	9,5	6,35 »
Pression observée lors de l'écrasement des tubes	14,1	18,3	31,6	13,2	9,0 kg/cmq
Les formules II ou III de Fairbairn donneraient	38,3	42,5	45,6	24,7	16,8 »
La formule IV (Grashof) donnerait	29,6	36,5	38,5	20,5	11,8 »
La formule V (Grashof) donnerait	34,5	56,1	54,9	30,6	15,5 »
La formule VI (Love) donnerait	38,5	45,2	47,0	26,5	17,3 »
La formule VII (Hütte) donnerait	33,2	47,7	48,0	26,6	15,1 »
La formule VIII (Wehage) donnerait	14,0	18,3	31,6	15,5	9,0 »
La formule IX (Wehage) donnerait	14,3	18,2	30,8	15,4	9,2 »
La formule X (Wehage) donnerait	13,9	22,4	28,7	19,75	9,5 »

Wehage a proposé en même temps, pour les 5 tubes, A à E, les trois formules suivantes :

$$p = 60\,360 \frac{s^{2,56}}{ld}, \text{ ou } 99\,600 \frac{s^{2,56}}{ld} \tag{VIII}$$

$$p = 70\,000 \frac{s^2 \sqrt{s}}{ld}, \text{ ou } 113\,000 \frac{s^2 \sqrt{s}}{ld} \tag{IX}$$

$$p = 90\,000 \frac{s}{d} \sqrt[3]{\frac{s}{dl}}, \text{ ou } 120\,000 \frac{s}{d} \sqrt[3]{\frac{s}{dl}} \tag{X}$$

dans lesquelles la plus petite valeur numérique s'applique aux tubes rivés à recouvrement et la plus grande aux tubes soudés ou rivés avec couvre-joints : d, l, s doivent être donnés en millimètres et p en kilogrammes par centimètre carré.

La concordance est naturellement bien meilleure. *Wehage* démontre d'ailleurs, à ce sujet, que les résultats de ces cinq expériences, qui ne sont en rien comparables, se prêtent mal à l'établissement de nouvelles formules ou à la rectification des anciennes.

L'Union internationale des Sociétés de surveillance des chaudières à vapeur a prescrit, en 1885, dans

la formule 221 a comme base de l'épaisseur des parois de tubes à flamme, en décidant en outre que l'on prendrait :

$c = 1,5 \text{ mm}$ pour p jusqu'à 5 kg, $c = 1 \text{ mm}$ pour $p = 6 \text{ kg}$, $c = 0,5 \text{ mm}$ pour $p = 7 \text{ kg}$ et $c = 0$

les « Règles de Hambourg », que « les tubes à flamme lisses doivent posséder l'épaisseur de paroi nécessaire pour les préserver de l'écrasement, indépendamment de toute pièce de renfort » et indiquée la formule :

$$s = 0,0018 dp + 0,4 \quad (\text{XI})$$

comme satisfaisant à cette condition fondamentale. Dans la formule XI, l'épaisseur de paroi s et le diamètre du tube d doivent être donnés en centimètres et la plus grande pression effective p , admissible en service, en kilogrammes par centimètre carré.

Depuis longtemps on se sert avec succès, dans la construction des navires, de la formule suivante, tirée de la formule II de Fairbairn, dans laquelle l'exposant 2,19 est remplacé par 2, cette formule qui avait d'ailleurs été proposée déjà par Fairbairn lui-même,

$$s = \sqrt{\frac{p d l}{c}} \quad (\text{XII})$$

est complétée quelquefois par une petite valeur pour tenir compte des détériorations. C'est ainsi, par exemple, que le Bureau Veritas, dans les Règles pour la classification et la construction des navires en acier et en fer, 1890, donne la formule XII, à laquelle s'applique la remarque déjà faite pour la formule XI, au sujet des quantités s , d et p , tandis que l désigne la longueur du foyer tubulaire en centimètres, le cas échéant, la distance entre deux anneaux de renforcement est désignée par :

$c = 58800$ pour des tubes dont la couture longitudinale est soudée ou formée par jonction bout à bout des bords de la tôle avec couvre-joints rivés. Cette valeur de c s'applique aussi à des tubes à double rivure et simple recouvrement, cintrés avec assez de perfection pour que la forme circulaire de la section de ces tubes soit conservée ;

$c = 50400$ pour des tubes dont la couture est à simple recouvrement ou qui, pour d'autres causes, ont une forme imparfaitement circulaire.

Si l'on emploie des matières d'une qualité exceptionnelle, on peut augmenter ces valeurs numériques d'environ 20 %, ce qui revient à diminuer s d'environ 10 %.

Discussion des formules I à XII.

Les conditions auxquelles doit satisfaire une formule rationnelle donnant l'épaisseur des parois de tubes à flamme résultent des considérations suivantes :

A. Influence de la longueur.

1. Les résultats des expériences de Fairbairn et d'autres savants, l'expérience et le simple raisonnement montrent que, toutes conditions égales d'ailleurs, un tube à flamme présente d'autant plus de résistance qu'il est plus court. Cette influence est très importante dans certaines limites qui dépendent des circonstances.

Une formule générale faisant, implicitement ou explicitement, abstraction de cette influence doit donc être signalée comme inexacte.

Cela s'applique à la formule I (Règle des Inspecteurs de chaudières du Royaume de Prusse), et à la formule XI (formule de l'Union, 1885).

2. Au sujet de la relation rationnelle qui doit exister entre la longueur du tube et les autres grandeurs, on peut poser en fait ce qui suit :

a. Figurons-nous un tube à flamme d'un certain diamètre d , environ 800 mm, et d'une certaine longueur l , environ 1000 mm, l'aide apportée par la fixation du tube, à ses extrémités, à la résistance de ce tube, sera parfaitement déterminée. Si maintenant nous augmentons l , cette aide apportée à la résistance diminuera de plus en plus et deviendra bientôt assez petite pour ne plus être sensible et, comme l'on dit en mathématiques : pour $l = \infty$ l'influence de l doit disparaître de la règle pour l'épaisseur de paroi. En réalité cette influence devient sans importance bien avant $l = \infty$; dans le cas actuel elle disparaît pratiquement vers $l = 4$ à 5 m (ce que l'on reconnaît immédiatement si l'on fait un dessin du tube), de sorte qu'une formule rationnelle pour l'épaisseur de paroi des tubes à flamme doit donner à cette paroi la même ou presque la même valeur, bien que l'on puisse indifféremment introduire dans le calcul $l = 5 \text{ m}$, 10 m ou 100 m .

Les formules II, III (Fairbairn), donnent après introduction d'un coefficient de sécurité S :

$$s = \sqrt{\frac{2,19}{806300} \frac{d l p}{c}} S, \text{ ou } \sqrt{\frac{2,19}{367937} \frac{d l p}{c}} S.$$

Reg

pour les pressions plus élevées. Cela tient à ce que pour des pressions allant jusques vers 7 kg/cm^2 , et avec le diamètre usuel des tubes à flamme, il est possible de donner aux épaisseurs de parois des dimensions comparativement plus grandes que celles dont ont fait

Donc, plus l est grand plus le tube devient épais. Imaginons qu'au lieu de $\sqrt{\quad}$, on ait simplement posé la racine carrée, ce qui est pratique et en même temps admissible, au point de vue du principe de notre discussion, on obtiendra pour certaines grandeurs de d et de p , avec $l = 50 \text{ cm}$, une valeur déterminée s , avec $l = 200 = 4 \cdot 50 \text{ cm}$ s serait double, avec $l = 450 \text{ cm} = 9 \cdot 50 \text{ cm}$ s serait triple, avec $l = 800 \text{ cm} = 16 \cdot 50 \text{ cm}$ s serait quadruple, et ainsi de suite. En général, la formule de Fairbairn pour $l = \infty$ et même pour des valeurs de d et de p très petites, mais différant cependant de zéro, donnera une épaisseur de paroi de grandeur infinie. Avec la forme des équations II et III, on obtient $p = 0$ pour $l = \infty$, c'est-à-dire qu'un tube encore assez épais ne doit pas même pouvoir résister à une faible pression effective, pour peu qu'on lui donne une longueur suffisante.

L'examen des formules IV et V (Grashof), VIII à X (Wehage), et XII (Veritas), aboutit aux mêmes résultats.

Les relations VI et VII se comportent, à cet égard, d'une manière plus conforme à la réalité.

b. Proposons-nous maintenant de faire décroître l à partir de 1000 mm , dans ce cas la consolidation produite par les extrémités du tube augmentera au point d'aller, lorsque l sera devenu suffisamment petit jusqu'à mettre hors de question tout bossèlement intérieur et, à plus forte raison, tout écrasement, en les remplaçant par un simple travail à la pression; c'est-à-dire que, pour une valeur suffisamment petite de l , la règle devra être identique à la formule :

$$pd = 2sk$$

$$s = \frac{p}{2k} d \text{ ou } p = 2k \frac{s}{d},$$

égalités dans lesquelles k désigne l'effort admissible à la pression.

Pour de très petites longueurs de tube, les formules II ou III de Fairbairn donnent, même après l'introduction d'un coefficient de sécurité, des valeurs de p extraordinairement grandes ou des épaisseurs de paroi très petites et même inférieures à la limite fixée $s = d \frac{p}{2k}$. Il en est de même des relations IV, V; VI, VII; VIII, IX et X ainsi que XII; et l'on doit en conséquence demander de plus à toutes ces règles de ne dépasser, en aucun cas, la résistance pratique de la matière à la pression, surtout aux coutures rivées ou soudées.

c. Figurons-nous deux tubes de même longueur, environ 1000 mm , et dont le diamètre est de 800 mm pour l'un et 100 mm pour l'autre, nous voyons immédiatement, d'après le dessin, que si, dans le premier cas, l'aide apportée par la fixation des extrémités du tube à la résistance de ce dernier est importante, on doit la considérer comme nulle dans le second cas. Il est évident, d'après cela, que cette aide ne dépend pas de la longueur absolue, mais de son rapport avec le diamètre, c'est-à-dire de $d : l$.

Ce rapport doit donc être celui que l'on fait entrer dans les instructions.

B. Influence de la perfection de la forme circulaire.

Ici encore les résultats d'expériences, la pratique et la simple réflexion enseignent que la résistance d'un tube à flamme, toutes conditions égales d'ailleurs, est, dans de certaines limites, d'autant plus grande que ce tube possède mieux la forme d'un cylindre circulaire parfait.

Une bonne règle doit donc tenir compte de cette circonstance et, si elle ne le fait pas, elle conduit directement à attribuer moins de valeur à l'obtention d'une forme circulaire aussi parfaite que possible, c'est-à-dire à travailler plus mal qu'on le ferait sans cela.

Ceci s'applique particulièrement à la formule XI proposée dès 1885. Elle donne parfois des valeurs tout à fait inutilisables. En réalité on s'est soustrait aux inconvénients de son imperfection, toutes les fois qu'ils gênaient, en ne s'arrêtant pas à la formule et en adoptant les dimensions que l'on croyait convenables.

C. Formule de l'auteur.

Les considérations qui précèdent ont vivement occupé l'auteur, surtout à l'occasion des expériences qu'il exécutait sur les plaques (1889); une plaque rectangulaire soumise à la pression d'un fluide, et courbée sous cette pression, se comporte à certains égards absolument comme un tube à flamme soumis à un bossèlement intérieur. Ces mêmes considérations ont finalement amené l'auteur à proposer la formule :

$$s = \frac{pd}{4k} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{1}{1 + \left(\frac{d}{l}\right)^x}} \right) + c \quad (222)$$

usage avec des pressions plus élevées. La dite Union, elle-même, a adopté comme siennes, à l'unanimité, le 18 juin 1891, ces propositions de sa Commission (*Règles de Hambourg*, 1891). Récemment, *G. Eckermann* a publié, au nom de l'Union, des « Tableaux des

dans laquelle :

p, s, d, a ont la même signification que dans la formule 231.

k est l'effort moyen à la pression admissible pour la matière du tube, dans les coutures rivées ou soudées.

c est une constante ayant pour but de tenir compte d'une détérioration un peu forte ou d'autre, circonstances (voir pages 177 et suivantes).

Cette équation a été l'origine de la formule 221, dans laquelle l'auteur a posé $k = 500$, $c = 1$ et $e = 0$.

La vérification de la formule 221, en présence des conditions imposées en A et B, donne les résultats suivants :

Pour A, art. 2 c. L'épaisseur de paroi n'est pas influencée par la longueur absolue du tube, mais par le rapport $d : l$, comme on en a vu plus haut la nécessité.

Pour A, art. 2 a. Plus la longueur du tube est grande, par rapport au diamètre, plus $d : l$ s'efface par rapport à 1 ; l'influence de la longueur diminue donc de plus en plus, comme cela est nécessaire. On trouve par exemple, avec $a = 100$ et pour $d = 60$ cm, $p = 8$ kg.

Si $l = 50$ cm :

$$s = \frac{8,60}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{60}{50}}} \right) = 0,24 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12,5}{1 + 1,2}} \right) = 0,86 \text{ cm} = \infty 9 \text{ mm}$$

si $l = 150$ cm :

$$s = \frac{8,60}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{60}{150}}} \right) = 0,24 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12,5}{1 + 0,4}} \right) = 1,0 \text{ cm} = \infty 10 \text{ » ,}$$

si $l = 300$ cm :

$$s = \frac{8,60}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{60}{300}}} \right) = 0,24 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12,5}{1 + 0,2}} \right) = 1,05 \text{ cm} = \infty 10,5 \text{ »}$$

L'épaisseur de paroi s se rapproche quand l augmente, c'est-à-dire à la rigueur pour $l = \infty$ de la valeur :

$$s = \frac{dp}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}} \right), \quad (223)$$

applicable à de longs tubes à flamme non renforcés.

Pour A, art. 2 b. Avec de très petites valeurs de l , c'est-à-dire à la rigueur pour $l = 0$, on a :

$$s = \frac{pd}{4k} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{1}{1 + \frac{d}{0}}} \right) = d \frac{p}{2k},$$

c'est-à-dire la formule pour le simple travail à la pression, comme cela doit être.

Comme $l = 0$ pour les tubes à flamme ondulés, qui doivent se calculer d'après la formule $s = d \frac{p}{2k}$

es égalités 221, 221a ou 222 contiennent implicitement, comme cas particulier, la règle pour le calcul des épaisseurs de parois de tubes ondulés (voir page 188).

Pour B. La valeur a tient compte du degré de perfection de la forme circulaire. Sa relation avec l consiste en ce que, avec $a = 0$ (cas de la forme circulaire parfaite si cette forme était réalisable) l'influence de l disparaît, résultat que l'on doit d'ailleurs désirer.

Les valeurs de a données ci-dessus sont, comme la remarque en a déjà été faite, déduites de constructions à toute épreuve. Si, en même temps, on prend pour base de l'équation 222 une valeur de la constante c différente de zéro, quelque chose comme $c = 0,2$ cm, on obtient a beaucoup plus petit, c'est-à-dire que le tube paraît beaucoup moins sensible aux imperfections de la forme circulaire, ce qui ne peut être considéré comme conforme à nos calculs de résistance. Pour cette raison l'on pose $c = 0$ et l'on en tire a . Bien entendu, cela ne veut pas dire que l'on ne puisse ou doive rien ajouter (voir pages 46a et suivantes).

221

épaisseurs de tôles et des diamètres de tubes à flamme employés sur les chaudières à vapeur », calculés d'après cette base, Hambourg, 1895.

Les types de construction figures 112 (voir au bas de la page 174) à 118 montrent des moyens *efficaces* de consolidation des tubes à flamme, en supposant que les dimensions

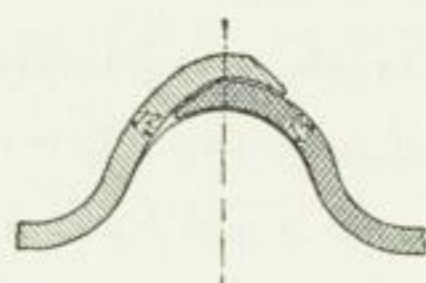


Fig. 111.



Fig. 113.



Fig. 114.

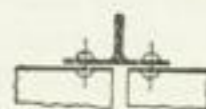


Fig. 115.

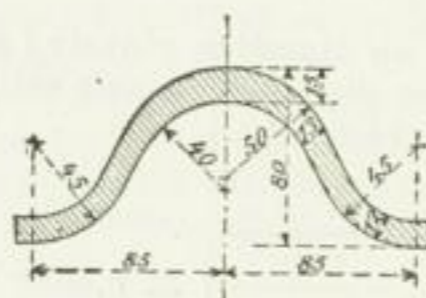


Fig. 112.

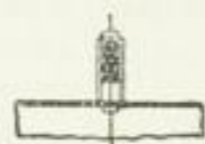


Fig. 116.



Fig. 117.

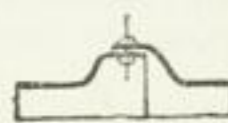


Fig. 118.

de ces renforts soient convenables. Avec le type de la figure 118 il faut, pour un diamètre moyen, une gorge circulaire d'environ 50 mm. Quant à la valeur des divers types de ren-

Il y aurait encore à faire remarquer, au sujet de la formule 222, qu'il conviendrait d'y introduire pour x une valeur supérieure à 1, s'il s'agissait de purs calculs de résistance et si l'on n'avait pas à tenir compte d'influences telles que, par exemple, celle du chauffage unilatéral, etc. La prudence commande toutefois avant tout, du moins quand les diverses viroles de tubes sont très raccourcies, auquel cas le quotient $d : l$ peut dépasser notablement l'unité et, même avec les grands diamètres de 1700 mm, par exemple, et au-dessus, la dépasser plusieurs fois, dans certains cas, de ne pas admettre d'influence trop importante qui puisse réduire l'épaisseur de paroi.

D. Expériences de la marine militaire allemande.

Les chantiers de construction navale de Danzig ont exécuté, de 1887 à 1892, sur la résistance des tubes à flamme, un grand nombre d'expériences dont les résultats principaux ont été livrés à la publicité vers le milieu de l'année 1893. L'auteur a discuté à fond ces expériences dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 689 et suivantes. Voir aussi ses « Expériences sur la résistance des parois de chaudières », 2^e livraison, Berlin, 1894.

Ces expériences s'étendent à 18 tubes à flamme, de forme circulaire, composés pour la plupart de plusieurs viroles assemblées, et parmi lesquels se trouvaient 4 tubes ondulés de Schulz Knaut, à Essen (fig. 54, pl. 3), et un tube à nervures de John Brown et Cie à Sheffield (fig. 55, pl. 3). Les tubes unis avaient des épaisseurs de 7,5 mm à 15 mm, avec des diamètres de 950 et 1000 mm et des longueurs de 334 à 1980 mm. Ils étaient, pendant l'expérience, montés comme dans une chaudière à vapeur, une enveloppe entourait le tube expérimenté qui traversait les deux fonds et était rivé sur eux.

Si la plus grande pression de travail p , qui, calculée d'après la formule 221, s'exprime par :

$$p = 10 \frac{\left(\frac{100s}{d}\right)^2}{\frac{100s}{d} + \frac{a}{40} \frac{1}{1 + \frac{d}{l}}} \quad (224)$$

est mise en comparaison avec la pression p_0 qui, pendant les expériences, a produit le bossèlement intérieur, c'est-à-dire avec la pression observée p_0 de bossèlement, on trouve, comme l'auteur l'a indiqué en détail dans les publications citées, pour les tubes unis :

usage avec des pressions plus élevées. La dite Union, elle-même, a adopté comme siennes, à l'unanimité, le 18 juin 1891, ces propositions de sa Commission (*Règles de Hambourg*, 1891). Récemment, *G. Eckermann* a publié, au nom de l'Union, des « Tableaux des

dans laquelle :

p, s, d, a ont la même signification que dans la formule 231,

k est l'effort moyen à la pression admissible pour la matière du tube, dans les coutures rivées ou soudées,

c est une constante ayant pour but de tenir compte d'une détérioration un peu forte ou d'autre, circonstances (voir pages 177 et suivantes).

Cette équation a été l'origine de la formule 221, dans laquelle l'auteur a posé $k = 500$, $c = 1$ et $e = 0$.

La vérification de la formule 221, en présence des conditions imposées en A et B, donne les résultats suivants :

Pour A, art. 2 c. L'épaisseur de paroi n'est pas influencée par la longueur absolue du tube, mais par le rapport $d : l$, comme on en a vu plus haut la nécessité.

Pour A, art. 2 a. Plus la longueur du tube est grande, par rapport au diamètre, plus $d : l$ s'efface par rapport à 1 ; l'influence de la longueur diminue donc de plus en plus, comme cela est nécessaire. On trouve par exemple, avec $a = 100$ et pour $d = 60$ cm, $p = 8$ kg.

Si $l = 50$ cm :

$$s = \frac{8,60}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{60}{50}}} \right) = 0,24 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12,5}{1 + 1,2}} \right) = 0,86 \text{ cm} = \infty 9 \text{ mm}$$

si $l = 150$ cm :

$$s = \frac{8,60}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{60}{150}}} \right) = 0,24 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12,5}{1 + 0,4}} \right) = 1,0 \text{ cm} = \infty 10 \text{ » ,}$$

si $l = 300$ cm :

$$s = \frac{8,60}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{60}{300}}} \right) = 0,24 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{12,5}{1 + 0,2}} \right) = 1,05 \text{ cm} = \infty 10,5 \text{ »}$$

L'épaisseur de paroi s se rapproche quand l augmente, c'est-à-dire à la rigueur pour $l = \infty$ de la valeur :

$$s = \frac{dp}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}} \right), \quad (223)$$

applicable à de longs tubes à flamme non renforcés.

Pour A, art. 2 b. Avec de très petites valeurs de l , c'est-à-dire à la rigueur pour $l = 0$, on a :

$$s = \frac{pd}{4k} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \frac{1}{1 + \frac{d}{0}}} \right) = d \frac{p}{2k},$$

c'est-à-dire la formule pour le simple travail à la pression, comme cela doit être.

Comme $l = 0$ pour les tubes à flamme ondulés, qui doivent se calculer d'après la formule $s = d \frac{p}{2k}$

es égalités 221, 221a ou 222 contiennent implicitement, comme cas particulier, la règle pour le calcul des épaisseurs de parois de tubes ondulés (voir page 188).

Pour B. La valeur a tient compte du degré de perfection de la forme circulaire. Sa relation avec l consiste en ce que, avec $a = 0$ (cas de la forme circulaire parfaite si cette forme était réalisable) l'influence de l disparaît, résultat que l'on doit d'ailleurs désirer.

Les valeurs de a données ci-dessus sont, comme la remarque en a déjà été faite, déduites de constructions à toute épreuve. Si, en même temps, on prend pour base de l'équation 222 une valeur de la constante c différente de zéro, quelque chose comme $c = 0,2$ cm, on obtient a beaucoup plus petit, c'est-à-dire que le tube paraît beaucoup moins sensible aux imperfections de la forme circulaire, ce qui ne peut être considéré comme conforme à nos calculs de résistance. Pour cette raison l'on pose $c = 0$ et l'on en tire a . Bien entendu, cela ne veut pas dire que l'on ne puisse ou doive rien ajouter (voir pages 46a et suivantes).

221

ainsi que pour ceux qui sont soudés sur ce tube, on peut, après avoir trouvé la valeur de l à introduire dans la formule 221, procéder par estimation d'après les indications suivantes. Nous nous basons à cet effet sur une chaudière du système *Kuhn*, fig. 119, qui peut précisément nous fournir des renseignements très utiles sur les points que nous avons à traiter.

L'auteur adopte :¹

- pour les tubes b , c et d , en supposant $l_1 \geq l_2$. $l = l_1 + 0,5 l_2$
 » le tube e , » $l_1 \geq l_3$. $l = l_1 + l_2$
 » la virole g $l = l_1 + l_2$
 » la virole f $l = l_2 + l_3$ ou $l_3 + l_4$.

Si, en tenant compte de la grandeur, du mode de fixation et de l'endroit où le tube transversal traverse le tube à flamme, on doute que ce dernier soit consolidé dans une mesure suffisante, il est utile d'introduire l avec toute sa grandeur et, conséquemment, de renoncer à tenir compte mathématiquement de l'effet de renforcement. On ne doit pas non plus perdre de vue que si l'assemblage du tube transversal avec celui à flamme donne lieu à une notable altération de la *forme circulaire* du tube à flamme, le premier tube peut plutôt diminuer qu'augmenter la résistance.

En ce qui concerne la tôle et les rivets, nous supposons qu'ils répondent aux prescriptions exposées dans cet ouvrage à leur sujet (voir pages 43 et suivantes).

Pour les *tubes non renforcés et de grande longueur*, l'influence du terme d : l s'efface à la droite de la formule au point que l'on doit poser par approximation, le quotient $\frac{1}{1+d:l}$ égal 1 (voir l'égalité 223, page 183).

D'après ce qui a été dit ci-dessus (pages 176 et 177, voir aussi l'avant-dernier paragraphe (note) de la présente page (186), on tient compte, en choisissant $a = 100$ ou 80, de ce que le tube à flamme ordinaire, horizontal, fatigue particulièrement d'un seul côté, surtout à cause de l'action unilatérale de la chaleur. Les boîtes à feu, foyers cylindriques et

d'ailleurs, dans une mesure aussi notable, de la perfection de forme du cylindre circulaire. Pour la plus petite longueur de tube, 334 mm, qui s'est présentée deux fois, $p_0 : p$ a atteint 6,32 et 7,02; pour la plus grande longueur de tube, 1980 mm, on a eu $p_0 : p = 6,08$. En réponse aux personnes qui seraient disposées à déduire en général de ces résultats d'expériences une « Sécurité » ayant, en moyenne, 6,92 fois la valeur de celle des tubes à flamme de nos chaudières à vapeur calculés d'après les formules 224 (221) et s'appuieraient sur cette raison pour réduire l'épaisseur des parois de tubes à flamme, l'auteur croit devoir faire remarquer ce qui suit :

Les tubes à flamme de nos chaudières à vapeur de construction *moyenne* ne présenteront pas, même en présence d'une pression exercée à froid, autant de sécurité contre les bossèlements internes que les chaudières de la marine impériale allemande en ont montré, en moyenne, pendant les expériences, par la simple raison que la perfection de la forme cylindrique circulaire était beaucoup plus grande dans les tubes à flamme de la marine de l'Etat qu'on ne peut s'attendre à la trouver dans ceux de nos chaudières à vapeur de construction ordinaire. Au sujet de l'influence de ce degré de perfection sur les résultats des expériences de Dantzig, voir les remarques de l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, sur le tube n° 4, pages 692 et 693; sur le tube n° 5, page 693; sur le tube n° 2, page 692, etc., et les conclusions relatives à chacun de ces tubes, ainsi que les passages correspondants de l'ouvrage « Expériences sur la résistance des parois de chaudières à vapeur », 2^e livraison, Berlin, 1894, pages 21 et suivantes.

Pendant son service, le tube à flamme est fortement chauffé d'un seul côté (voir pages 172 et suivantes), il se produit en outre quelquefois — comme cela est indiqué plus haut — des surchauffes et des tensions dans les tôles qui — sans qu'il se produise de manque d'eau dans la chaudière et sans que la tension de la vapeur dépasse le maximum considéré comme admissible — aboutissent à des bossèlements internes, ainsi que l'auteur l'a montré, entre autres endroits, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1887, pages 458 et 459 (voir aussi page 526 du même volume), 1894, pages 1420 à 1424. En ce qui concerne l'effet de ces influences sur la quantité a , dans les formules 221, 221 a, 223 et 224, les indications principales sont données pages 176 et suivantes, ainsi qu'à la page 186.

¹ Ces détails ont été acceptés, avec d'autres, par l'Union internationale des Sociétés de surveillance des chaudières à vapeur et publiés dans les « Règles de Hambourg », en 1891.

tubes à fumée des chaudières *verticales* comme, par exemple, celle représentée sur la figure 120, ne souffrent pas ou souffrent beaucoup moins de cette fatigue unilatérale, aussi peut-on adopter une valeur moindre de a pour calculer l'épaisseur de leur paroi. En pareil cas, $a = 50$, et au besoin 70, donne des épaisseurs suffisantes de paroi. On aura donc à trouver, pour la chaudière figure 120, si elle est soudée,

l'épaisseur de paroi du foyer d'après la formule :

$$s = \frac{p d_1}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{50}{p} \frac{l_1}{l_1 + d_1}} \right),$$

l'épaisseur de paroi du tube à fumée, s'il est rivé à simple recouvrement, au moyen de la formule :

$$s = \frac{p d_2}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{70}{p} \frac{l_2}{l_2 + d_2}} \right),$$

à condition que l'on pose, dans l'égalité 221 a , c égal à zéro.

On doit naturellement continuer de se conformer à la règle qui interdit de dépasser, dans le choix d'une épaisseur de tôle, un certain minimum de dimension.

Si le foyer possède des tubes transversaux, on peut tenir compte de leur influence de la même manière que pour les chaudières horizontales.

(L'Union internationale des Sociétés de surveillance des chaudières à vapeur a adopté, lors de l'Assemblée de ses Ingénieurs et délégués, en 1895, à Kiel, et publié dans les « Règles de Hambourg » les nombres $a = 50$ ou 70, proposés par l'auteur pour les chaudières du type indiqué ci dessus).

Dans l'application de la formule 221 à d'autres cas que celui des tubes à flamme, il convient de ne pas perdre de vue la nature particulière du problème à résoudre, ni les influences spéciales qui sont en jeu ou peuvent le devenir. S'agit-il, par exemple, d'évaluer la résistance d'un cylindre creux à paroi mince de diamètre d , dans lequel on opère un vide presque complet mais qui est soumis à la pression p de l'atmosphère ; on se trouve en présence d'une force axiale dont la grandeur est $\frac{\pi}{4} d^2 p$ et qui *comprime* le cylindre. Si ce dernier est d'une grande longueur, cette force pourra exercer une action analogue à celle qui se produit sur une barre chargée en bout ; certaines parties de la paroi auront une tendance — limitée, il est vrai, et gênée au début — à céder perpendiculairement à l'axe de la barre. La pression extérieure agissant sur l'enveloppe cylindrique trouve aussi une tendance de cette dernière à lui céder et cela peut donner lieu, par suite de la faible épaisseur de la paroi comparativement à son diamètre, à une flexion dirigée vers l'intérieur du cylindre, c'est-à-dire à un bossèlement intérieur. Dans un cas de ce genre, l'auteur se servirait de la formule 221 a avec $c = 2$ à 3 mm, pour tenir compte des conditions particulières à observer.

Exemple : Un réservoir servant à conserver de l'huile provenant de la distillation du goudron est disposé horizontalement, bien supporté et rivé à simple recouvrement ; il a 1,7^m de diamètre et 18^m de longueur. Pour le remplir, on y opère un vide presque complet, de manière que l'huile venant d'un récipient ou réservoir inférieur pénètre dans le cylindre creux. Quelle est la moindre épaisseur que l'on puisse adopter pour la tôle ?

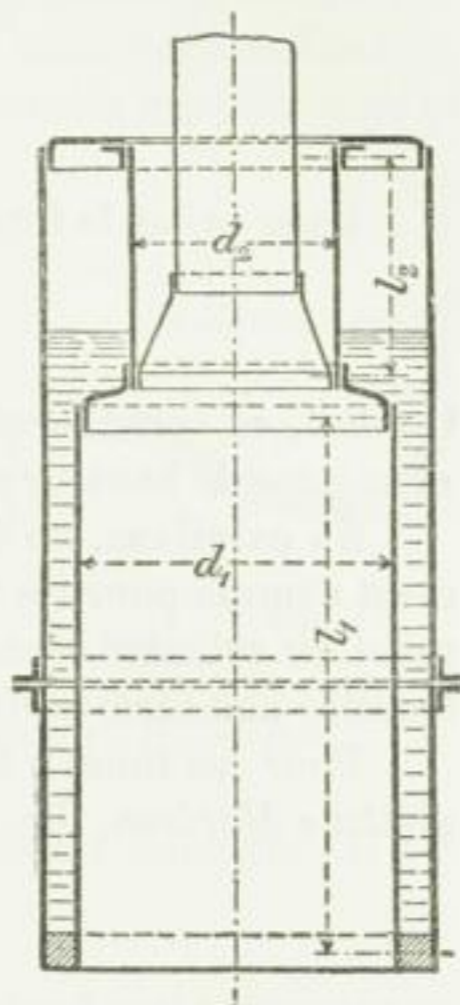


Fig. 120.

Avec 1 atmosphère de pression extérieure, on a :

$$s = \frac{1 \cdot 170}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{1} \frac{1}{1 + \frac{170}{1800}}} \right) + 2 \text{ à } 3 \text{ mm.}$$

$$s = \approx 11 \text{ à } 12 \text{ mm.}$$

Dans ce cas la force axiale mentionnée plus haut atteindrait :

$$\frac{\pi}{4} \cdot 170^2 \cdot 1 = \approx 22700 \text{ kg.}$$

On doit, en conséquence, se représenter un récipient de ce genre comme une colonne de 18 mètres de hauteur subissant une charge de 22,7 tonnes, en nombre rond.

En pareil cas, on doit, si l'on est obligé de réduire l'épaisseur de la paroi — absolument comme pour les tubes à flamme soumis à de hautes pressions — veiller à ce que la paroi du cylindre creux ne s'écarte en aucun endroit de la forme cylindrique, au point de faciliter notablement la production des bossèlements intérieurs.

Pour les tubes à flamme *ondulés* (système *Fox*, fig. 54, pl. 3 ou fig. 109, page 174, et système *Morison*, fig. 110, page 174), $l = 0$ et l'on a par suite, d'après la formule 221 a :

$$s = \frac{p d}{1000} + c \quad (225)$$

en supposant une hauteur ou une profondeur suffisantes des ondulations, c'est-à-dire, dans les conditions usuelles, avec environ 100 mm de différence entre le plus grand diamètre extérieur et le plus petit diamètre intérieur.

La formule 225 peut se déduire directement. Avec k comme effort admissible à la pression, et pour un anneau d'un centimètre de longueur, on trouve :

$$d p = k 2 s$$

$$s = \frac{1}{2} d \frac{p}{k}$$

Si, en prévision du soudage, on pose $k = 500 \text{ kg/cm}^2$, on obtient :

$$s = \frac{p d}{1000}$$

Comme il faut considérer que l'on ne peut compter, dans l'exécution d'un tube ondulé, sur une régularité parfaite d'épaisseur de paroi ; comme en outre il convient — généralement du moins — de prévoir une certaine détérioration de la tôle, on doit introduire la valeur supplémentaire c dans le calcul.

Si, comme cela s'est fait précédemment, on désigne par d le diamètre intérieur dans la formule 225, il convient d'adopter pour c , suivant la détérioration prévue, jusqu'à 3 mm ; mais généralement 1 à 2 mm doivent suffire.

Pour les chaudières marines (usure importante) les règles du *Bureau Veritas* prescrivent :

$$s = \frac{p d}{11000} + 0,3$$

dans cette formule d est le diamètre extérieur du tube, $k = 550 \text{ kg/cm}^2$.

L'écrasement des tubes ondulés (de matière tenace) est probable en présence d'une charge correspondant à la limite d'écrasement, page 7. Or, comme cette limite est voisine de 2500 à 2800 kg, on doit admettre qu'avec $c = 0$, une pression égale à un peu plus de

1100

cinq fois la valeur de p admise dans la formule 225, suffit pour donner lieu à l'écrasement. C'est ce que confirment, à la connaissance de l'auteur, des expériences exécutées sur des tubes ondulés système *Fox*.

Dans l'emploi des tubes ondulés, à flamme, on est limité aux dimensions auxquelles ces tubes sont fabriqués par les usines productrices. Les laminoirs à tôles *Schulz-Knaudt*, à *Essen sur Ruhr*, donnent les indications suivantes sur les tubes ondulés système *Fox* et système *Morison* (voir fig. 121 à 125).

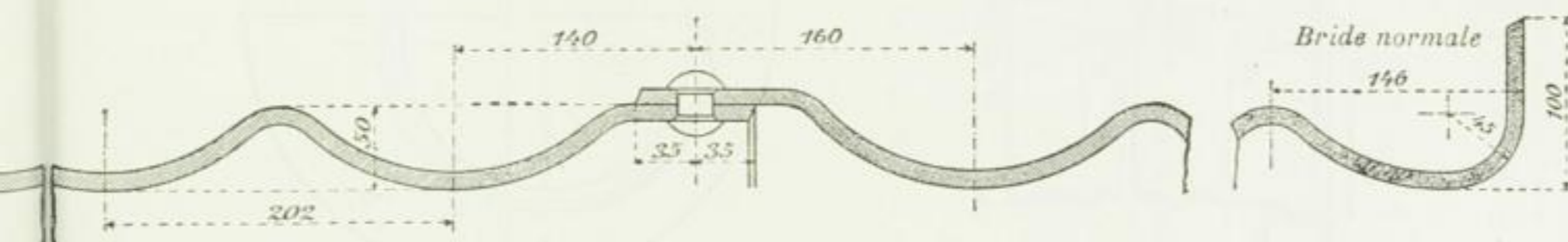


Fig. 121.

Fig. 122.

Diamètre intérieur (minimum) 700 à 1300 mm, par accroissements de 50 mm.
 Diamètre extérieur = diamètre intérieur + 100 mm.
 Distance du milieu d'une ondulation au milieu de l'ondulation suivante 151 mm (*Fox*), 202 mm (*Morison*).

Longueur totale :

- tube de grille 2850 mm,
- tube ordinaire 2592 mm,
- maximum de longueur admissible pour un tube ondulé 3150 mm.

Pour les diamètres de	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300 mm
1 mètre pèse.	210	235	250	265	280	295	310	335	360	375	390	415	435 kg
pour l'épaisseur de tôle de	10	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5 mm
suffisant (d'après les indications de l'usine), pour une pression, en service courant, de.	13	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	9,5	9	9	8,5	8,5 kg/cmq

La fabrique susmentionnée fabrique les tubes ondulés *Morison* depuis le commencement de 1896.

Les *Laminoirs Schulz-Knaudt* donnent les indications suivantes au sujet des fonds circulaires bombés, pour chaudières ayant un tube à flamme ondulé, avec ouverture rabattue vers l'intérieur, comme le montre la figure 123.

$D_1 =$	1600	1800	2000	2200 mm
$d_1 =$	985	1140	1280	1425 »
$d =$	800	950	1100	1250 »
$D =$	900	1050	1200	1350 »
$H =$	230	250	250	300 »
$h =$	105	120	120	160 »
$a =$	125	145	150	180 »
$b =$	125	100	100	140 »
Poids =	320	390	550	680 kg

Les bords à mater et les surfaces de contact (pour assemblage avec le tube et l'enveloppe) sont livrés tournés.

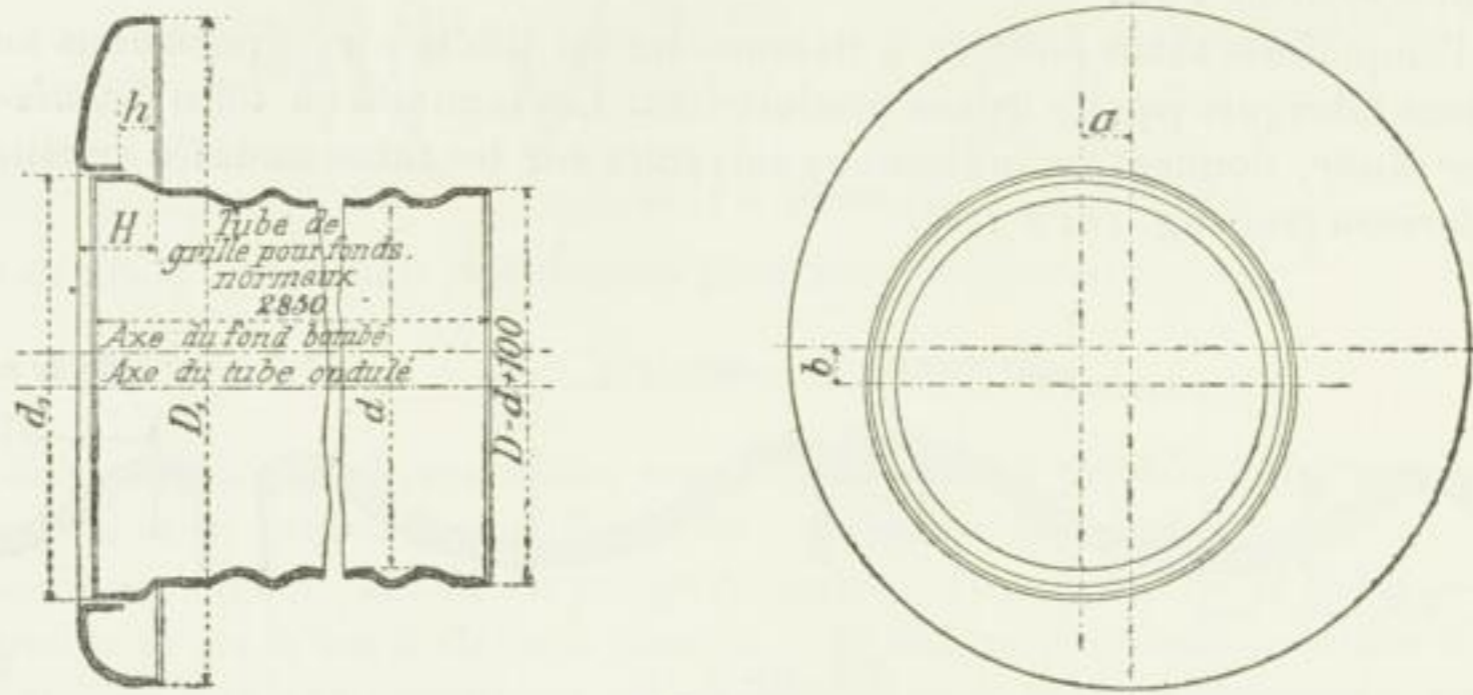


Fig. 123.

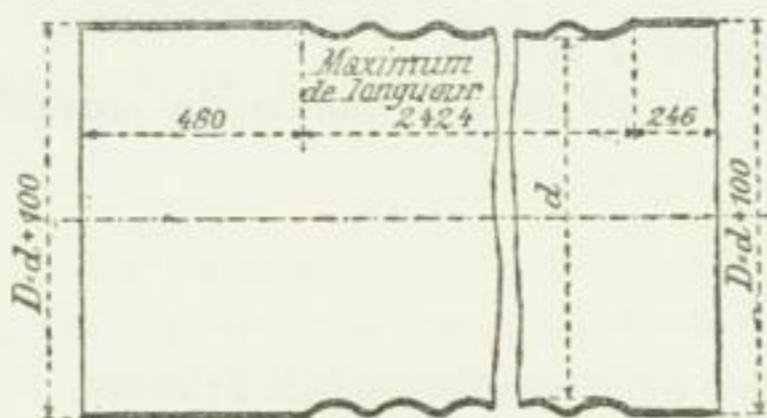


Fig. 124.



Fig. 125.

L'épaisseur des fonds est 19 mm pour les 2 grandeurs de diamètre, 1600 et 1800 mm et 23 mm pour les 2 autres grandeurs. A l'égard du rayon de courbure, l'ouvrage fait la

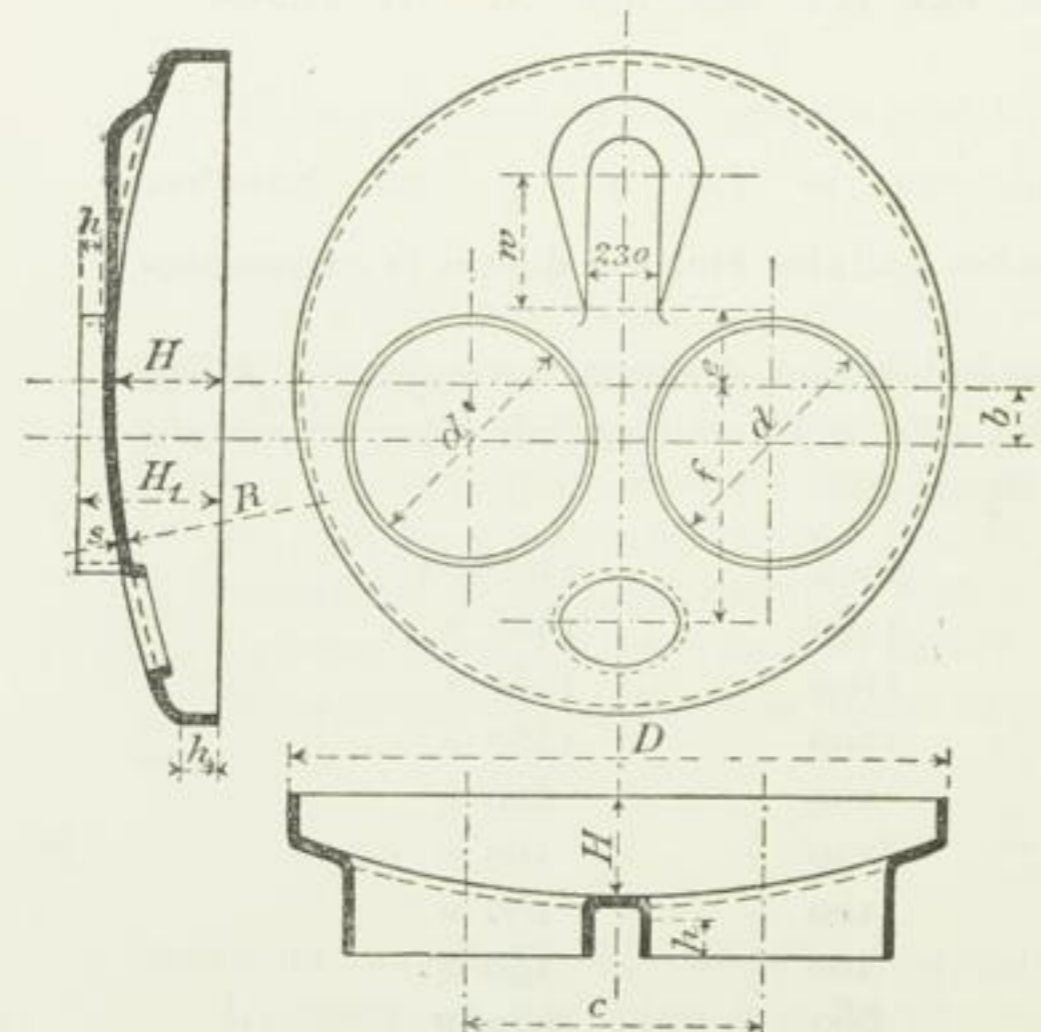


Fig. 126.

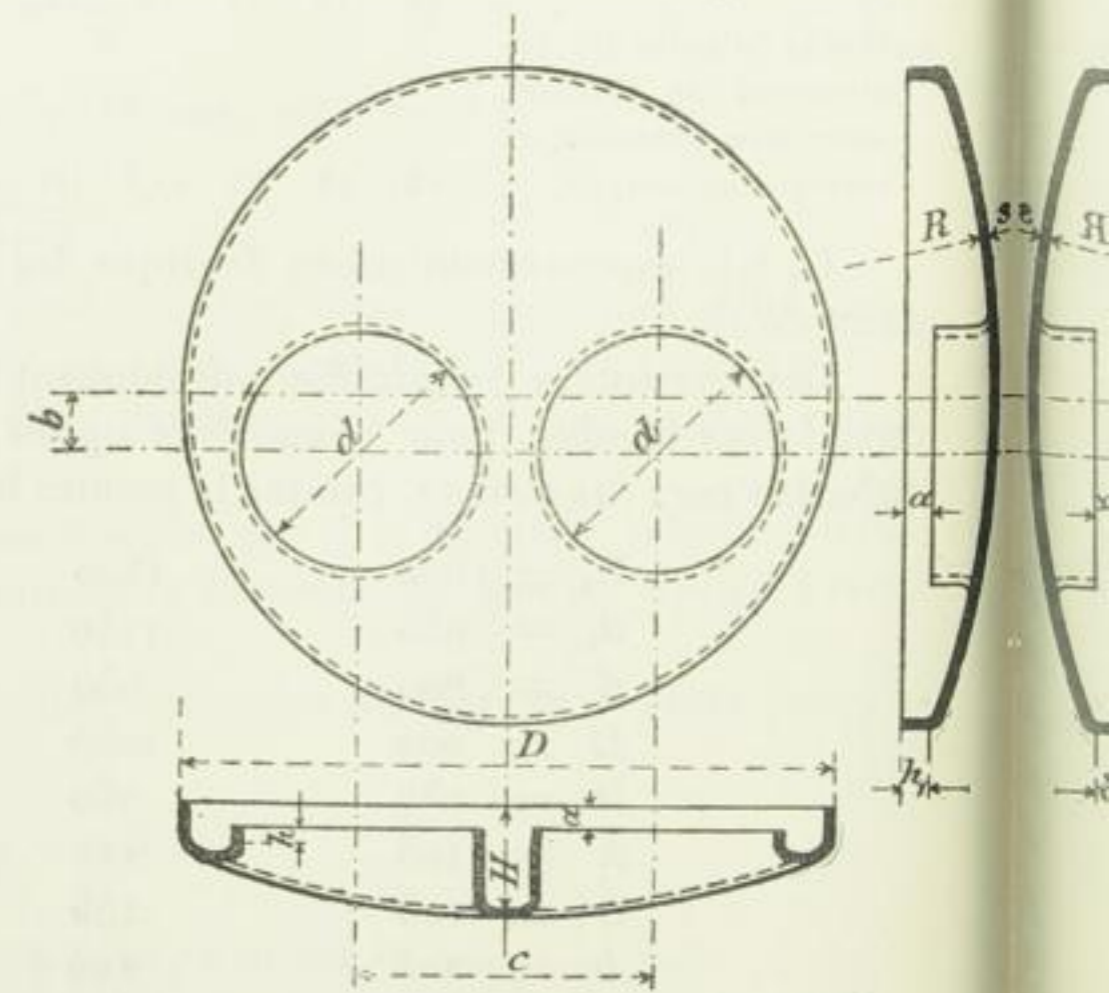


Fig. 127.

remarque suivante: « Nous avons en outre choisi les divers rayons de courbure de manière

que les quatre fonds soient assez résistants pour supporter chacun une pression effective de 12 kg.

La maison désignée ci-dessus livre en outre des fonds bombés à deux ouvertures pour tubes.

étirées vers l'extérieur, fig. 126,

étirées vers l'intérieur, fig. 127,

avec et sans trou d'homme et avec et sans surface verticale pour niveau d'eau

D =	2400	2300	2200	2100	2000 mm	D =	2400	2300	2200	2100	2000 mm
d {	= 925	875	825	775	750 »	d {	= 925	875	825	775	750 »
	= 875	825	775	725	700 »		= 875	825	775	725	700 »
	= 825	775	725	675	650 »		= 825	775	725	675	650 »
H =	430	410	390	370	355 »	H =	430	400	380	360	345 »
H ₁ =	570	550	525	505	490 »	h =	80	80	75	75	75 »
h =	80	80	75	75	75 »	h ₁ =	125	125	125	125	125 »
h ₁ =	125	125	125	125	125 »	a =	90	90	95	100	90 »
b =	170	160	150	140	130 »	b =	170	160	150	140	130 »
c =	1140	1085	1040	970	925 »	c =	1140	1085	1040	970	925 »
w =	450	450	450	450	450 »	R =	3000	3000	3000	3000	3000 »
e =	280	280	280	260	260 »	s =	20-25	20-24	20-23	18-23	18-23 »
f =	810	810	750	700	700 »						
R =	3000	3000	3000	3000	3000 »						
s =	20-25	20-24	20-23	18-23	18-23 »						

Les dimensions ci-dessus sont dites normales. Tout en conservant le diamètre extérieur, on peut modifier suivant les besoins et si on le désire le diamètre des trous et l'écartement de leurs centres.

L'ouvrage publié par l'usine indique ces fonds comme assez forts pour résister à une pression effective de 12 kg.

Des *fonds de dômes*, fig. 128, avec trou d'homme, obtenus à la presse et se prêtant à l'emploi des bouchons et des étriers représentés figure 129, sont fabriqués mécaniquement par les laminoirs *Schulz-Knaudt*, aux dimensions suivantes :

D =	650	750	850	950 mm
R =	800	900	1000	1200 »

Les fonds de dômes dont les dimensions diffèrent de celles indiquées ci-dessus se fabriquent à la main.

Les *bouchons* de la même usine, en fer forgé, et avec anneaux de renfort, pour trou d'homme, sont représentés figure 129. Les couvercles sont exécutés en tôle de 15 mm d'épaisseur et fournis tournés aux surfaces de joint.

L'épaisseur des tubes à *nervures*, fig. 55, pl. 3, peut aussi se déterminer d'après la formule 225. Bien que l , la longueur de la partie cylindrique de tube comprise entre deux nervures, ne soit pas nulle, elle est cependant assez petite pour que l'on doive, en tenant compte de l'accroissement notable d'épaisseur de paroi au voisinage des nervures (jusqu'à 1" anglais = 25,4 mm), procéder comme il a été dit. Il faut en outre prendre pour d le diamètre extérieur de la partie cylindrique sus-indiquée du tube. *John Brown et Cie*, à *Sheffield*, livrent les tubes avec des épaisseurs de paroi de 7/16 à 5/8" (11 à 16 mm), pour des diamètres (mesurés intérieurement, de 28 à 52" (711 à 1320 mm) et des longueurs

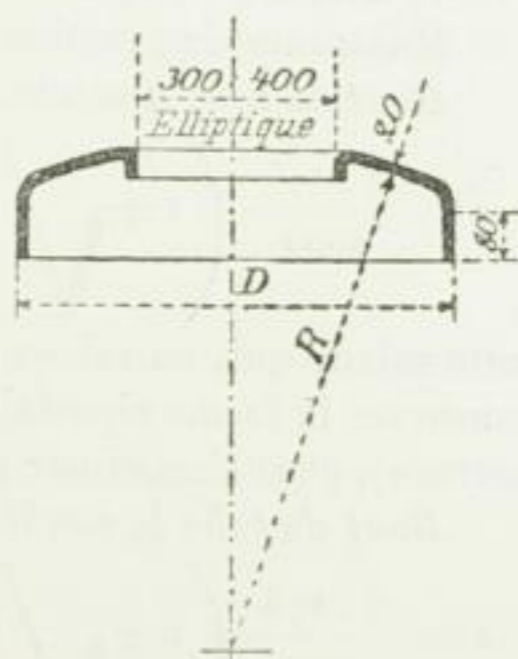


Fig. 128.

de 60 à 102" anglais (1524 à 2590 mm). Voir, au sujet de l'appréciation des tubes ondulés et à nervures, les pages 173 et 174.

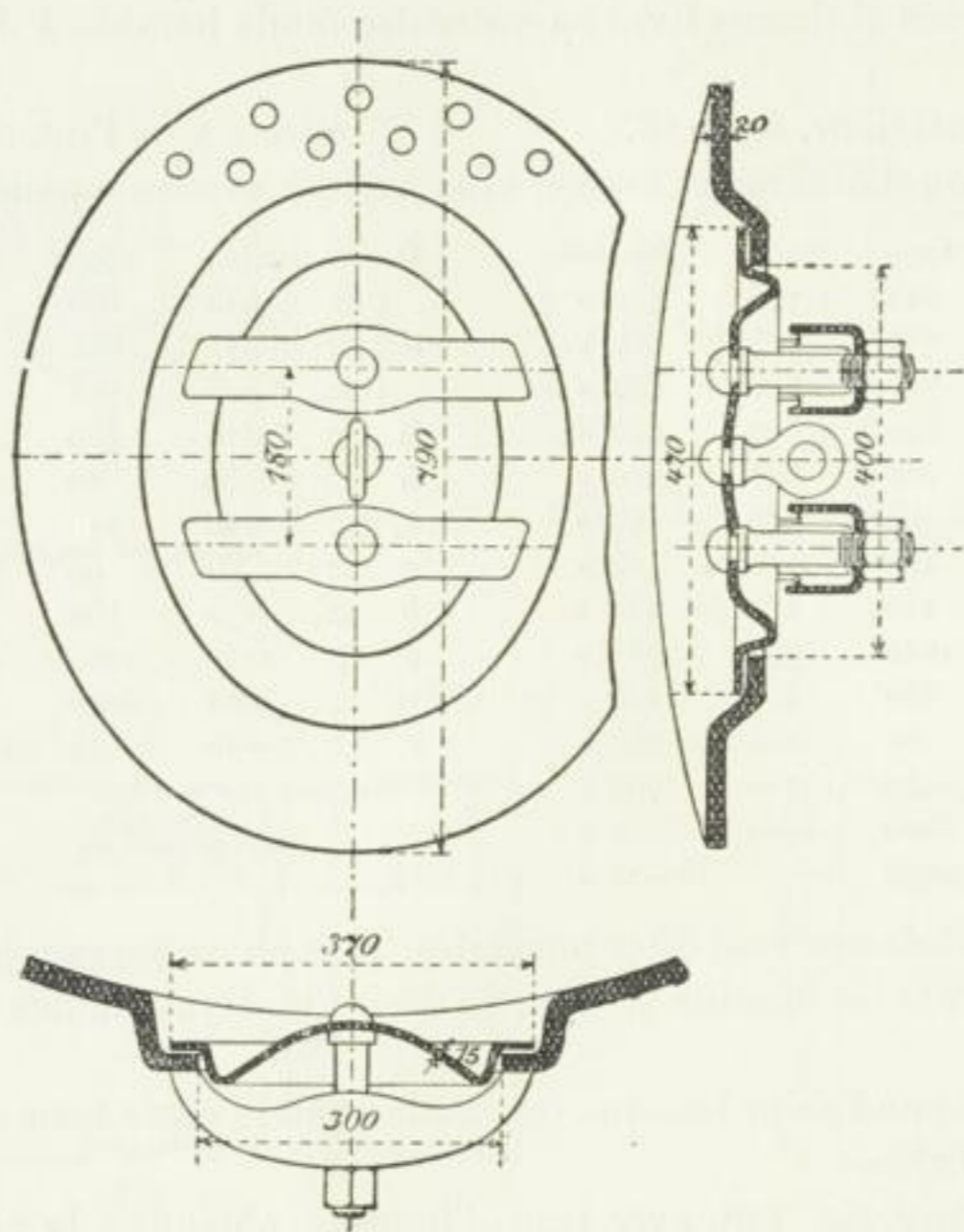


Fig. 129.

Eu égard aux remarques exposées en cet endroit il n'y a pas lieu de conseiller, pour les tubes à nervures, une charge plus forte que pour les tubes ondulés.

Exemples.

1. Chaudière système Kuhn, fig. 119, page 185.

Maximum de pression effective, en service, 8 kg.

Bout de tube a soudé. Diamètre (d'exécution) 1750 mm, $l = 700$ mm.

$$s = \frac{8 \cdot 175}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{8} \frac{1}{1 + \frac{175}{70}}} \right) = 2,07 \text{ cm},$$

cette valeur qui, en raison du peu de longueur relative du bout de tube, permet de mieux conserver la forme circulaire qu'on ne le fait ordinairement (la paroi du fond est en outre tournée), peut s'exprimer par 20 mm en nombre rond.

Bout de tube b, soudé, diamètre 1750 mm, $l_1 = 500$ mm, $l_2 = 500$ mm.

$$s = \frac{8 \cdot 175}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{8} \frac{1}{1 + \frac{175}{50 + 0,5 \cdot 50}}} \right) = 2,1 \text{ cm} = 21 \text{ mm}.$$

Bout de tube c, soudé. Diamètres 1750 et 1200 mm, $l_1 = 700$ mm, $l_2 = 700$ mm, 1 tube Galloway.

m

On peut ici employer la formule 221 — avec une approximation assez grossière d'ailleurs —; mais il convient en outre d'introduire pour d , dans le calcul, le plus grand diamètre, de manière à tenir compte des conditions défavorables dans lesquelles travaille la matière par suite de sa forme conique.

$$s = \frac{8 \cdot 175}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{8} \frac{1}{1 + \frac{175}{70 + 0,5 \cdot 70}}} \right) = 2,22 \text{ cm} = \approx 22 \text{ mm.}$$

Bout de tube d, rivé à simple recouvrement et à deux rangs. Diamètre 1200 mm,
 $l_1 = 450 \text{ mm}, \quad l_2 = 450 \text{ mm.}$

$$s = \frac{8 \cdot 120}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{120}{45 + 0,5 \cdot 45}}} \right) = 1,60 \text{ cm} = 16 \text{ mm.}$$

Bout de tube e, rivé à simple recouvrement et à deux rangs. Diamètre 1200 mm,
 $l_1 = 550 \text{ mm}, \quad l_2 = 900 \text{ mm.}$

$$s = \frac{8 \cdot 120}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{120}{90 + 55}}} \right) = 1,74 \text{ cm} = \approx 17 \text{ mm.}$$

Bout de tube f (chaudière supérieure), de longueur $l_3 + l_4 = 1128 + 1128 = 2256 \text{ mm}$, rivé à simple recouvrement. Diamètre 675 mm.

$$s = \frac{8 \cdot 67,5}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{8} \frac{1}{1 + \frac{67,5}{225,6}}} \right) = 1,16 \text{ cm} = \approx 11,6 \text{ mm.}$$

2. *Chaudière marine* avec 2 tubes à flamme soudés de 800 mm de diamètre et 2320 mm de longueur, sans tubes transversaux. Maximum de pression effective en service 10 kg/cmq.

$$s = \frac{10 \cdot 80}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{10} \frac{1}{1 + \frac{80}{232}}} \right) = 1,46 \text{ cm} = \approx 15 \text{ mm.}$$

3. *Chaudière* de 8400 mm de longueur, avec tubes à flamme rivés à simple recouvrement, de 700 mm de diamètre sans renforcement efficace. Maximum de pression effective en service 5 kil.

$$s = \frac{5 \cdot 70}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{100}{5} \frac{1}{1 + \frac{70}{840}}} \right) = 0,93 \text{ cm.}$$

Cette valeur doit, suivant les circonstances à considérer, être portée en nombres ronds à 9,5 ou 10 mm. La formule 223, page 183 aurait donné 9,7 mm.

Pour plus amples détails sur les chaudières, etc., il convient de consulter les ouvrages spéciaux.

b. RIVURE DES RÉCIPIENTS EN TÔLE.

La figure 64, planche 4, représente, tel qu'on l'exécute le plus souvent, l'assemblage aux angles d'un réservoir à eau. Il convient de prendre une cornière au moins aussi forte que les tôles les plus épaisses dont on doit opérer l'assemblage. La largeur des ailes doit être environ $2e +$ l'épaisseur d'une aile.

11,5

kg
T 100

Comme les grandes surfaces planes d'un pareil récipient ne peuvent résister à des pressions même faibles, il faut relier les parois par des tirants. La figure 65, planche 4, indique ce mode de consolidation. On place ordinairement, sous les rondelles des boulons, une matière telle que du cuir, du caoutchouc, de la toile ou du carton imprégnés de minium. Pour que le liquide ne finisse pas, à la longue, par s'échapper en suivant les filets de vis, il est bon d'enduire ceux-ci de minium avant de visser les écrous.

Si le récipient est exposé au danger d'une compression, il faut en maintenir les parois écartées l'une de l'autre ; à cet effet, on place entre elles un bout de tube à gaz, comme l'indique la figure 66, planche 4.

C. ASSEMBLAGES A RIVURES POUR CONSTRUCTIONS EN FER.

Les assemblages de ce genre sont extrêmement nombreux, et leur description remplirait un ouvrage spécial. Nous devons nous borner à ce qui suit :

La figure 67, planche 4, représente une *poutre* rivée à paroi pleine ; la figure 68, planche 4, la coupe transversale de la poutre d'une *grue en tôle*.

La figure 69 donne un exemple de rivure à *froid*.

Le tourillon est rivé sur l'*arbre* qui est fait en tôle épaisse ¹.

Pour le calcul de cet assemblage, on peut procéder de la manière suivante, en désignant par :

s l'épaisseur de la tôle,

d le diamètre des rivets,

n le nombre de rivets nécessaire à la transmission de la force.

Nous pouvons nous figurer la section totale des rivets, c'est-à-dire $\frac{\pi}{4} d^2 n$ comme régulièrement répartie sur le périmètre πD et par suite la remplacer par une enveloppe cylindrique de diamètre D et de hauteur y , ou par une surface annulaire du diamètre moyen D et d'une largeur y , fig. 70, pl. 4, de façon que :

$$\frac{\pi}{4} d^2 n = \pi D y,$$

$$y = \frac{n}{4} \frac{d^2}{D}.$$

Si maintenant I est le moment d'inertie de cette surface imaginaire, on obtient avec une charge moyenne k_c par centimètre carré de section de rivet et avec le bras moyen c de la force P :

$$Pc = k_c \frac{1}{\frac{D_2}{2}}$$

Mais à cause de :

$$\begin{aligned} \frac{I}{\frac{D^2}{2}} &= \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2} \right) = \frac{\pi}{4} \frac{D_2^3 + D_1^3}{2D_2} \cdot \frac{D_2 + D_1}{2} \cdot \frac{D_2 - D_1}{2} \\ &= \approx \frac{\pi}{4} D^2 y = \frac{\pi n}{16} D d^2 \end{aligned}$$

¹ L'arbre tout entier est représenté dans le travail de l'auteur intitulé « *Die Wasserräder* » (les roues hydrauliques), 1886, pl. 10.

on a :

$$Pc = k_c \frac{\pi n}{16} D d^2.$$

La plus grande pression k , par unité de surface entre les rivets et les parois des trous se calcule d'une manière tout à fait analogue. La projection de la surface d'appui d'un rivet atteint $s d$, celle de n rivets $s d n$; en conséquence on détermine la largeur z de la surface annulaire du diamètre moyen D , qui peut remplacer la surface $s d n$, au moyen de :

$$\begin{aligned} s d n &= \pi D z, \\ z &= \frac{n}{\pi} \frac{d}{D} s. \end{aligned}$$

Ainsi :

$$Pc = k \frac{n}{4} D d s,$$

d'où :

$$\begin{aligned} k_c \frac{\pi n}{16} D d^2 &= k \frac{n}{4} D d s, \\ s &= \frac{\pi}{4} \frac{k_c}{k} d \end{aligned}$$

Avec $k_c = 0,8 k$ on a :

$$s = \frac{\pi}{5} d = \approx \frac{5}{8} d.$$

Or, comme le forgeage des rivets à froid et à la main est très fatiguant au-dessus de 26 mm, cette formule détermine une limite d'épaisseur de la tôle, en supposant que cette dernière doit être employée conformément à la base du calcul. Cela résulte d'ailleurs, immédiatement, de la formule 215, page 167. Avec $d = 26$ mm, on a :

$$s = \frac{5}{8} 26 = 16,25 \text{ mm},$$

valeur que l'on doit porter, en nombre rond, à $s = 17$ mm, pour tenir compte de la diminution inévitable de l'épaisseur de la tôle vers les bords.

Le nombre des rivets résulte pour :

$$D = 1100 \text{ mm}, \quad c = 600 \text{ mm}, \quad P = 26000 \text{ kg}, \quad k = 320 \text{ kg},$$

de :

$$\begin{aligned} 26000 \cdot 60 &= 320 \frac{\pi n}{16} \cdot 110 \cdot 2,6^2, \\ n &= 34. \end{aligned}$$

A ce nombre on ajoute environ 50 % de rivets introduits à chaud et dont le but est de produire et d'assurer un contact parfait entre la tôle et le tourillon. Nous ne les considérons pas comme supportant réellement la charge parce que la direction des forces change constamment; mais ils exercent toujours une influence qui s'ajoute à la résistance des rivets introduits à froid. Considérant que chaque virole se compose de deux feuilles, nous adoptons :

$$\begin{aligned} 36 \text{ rivets introduits à froid,} \\ 17 \text{ » » à chaud,} \end{aligned}$$

qui peuvent être disposés sur deux rangs, en raison de la fatigue subie par la fonte lors du rivetage, de manière que 28 rivets se trouvent dans le plan 11 et 26 dans le plan 22.

k_c

La section de la tôle conservée atteint alors :

$$(D + s) \pi s - 28 d s = s \{ (D + s) \pi - 28 d \}.$$

Elle peut être remplacée par une surface annulaire de diamètre moyen $D + s$ et de largeur x , conformément à la formule :

$$\begin{aligned} s \{ (D + s) \pi - 28 d \} &= \pi (D + s) x, \\ x &= s \frac{(D + s) \pi - 28 d}{\pi (D + s)} = s \left(1 - \frac{28 d}{\pi (D + s)} \right) \\ &= 1,7 \left(1 - \frac{28 \cdot 2,6}{\pi \cdot (110 + 1,7)} \right) = 1,7 \cdot 0,793 = 1,35 \text{ cm.} \end{aligned}$$

La plus grande tension normale τ dans la tôle conservée s'obtient, par conséquent, le bras de levier de P étant plus petit de 25 mm pour la rangée extérieure de rivets, au moyen de l'équation :

$$26\,000 (60 - 2,5) = \tau \frac{\pi}{4} (110 + 1,7)^2 \cdot 1,35$$

qui conduit à :

$$\tau = 113 \text{ kg,}$$

c'est-à-dire bien au-dessous de l'effort admissible.

La répartition des rivets sur la plaque qui recouvre la jonction des deux bouts de la tôle sur l'enveloppe cylindrique est déterminée par la tension transversale qui se produit sur l'axe de flexion. D'après l'équation 45, page 18, cette tension atteint, lorsque :

$$\begin{aligned} S = P, \quad y = s, \quad I &= \frac{\pi}{8} D^3 s, \quad \cos \varphi = 1, \quad \int_0^{\frac{D}{2}} n dF = \frac{D}{\pi} \frac{\pi D}{2} s = \frac{D^2 s}{2}, \\ \theta &= \frac{P}{2s \frac{\pi}{8} D^3 s} \frac{D^2 s}{2} = 2 \frac{P}{\pi D s}, \end{aligned}$$

c'est-à-dire le double de ce qu'elle serait si l'effort de cisaillement P se répartissait uniformément sur la section annulaire $\pi D s$, comme l'exprime directement la formule 51, page 19.

Si sur chaque longueur t_{cm} de joint effectué bout à bout se trouve une section transversale de rivet $\frac{\pi}{4} d^2$, on a :

$$\begin{aligned} t s \theta &= \frac{\pi}{4} d^2 k_c, \\ 2 \frac{P}{\pi D} t &= \frac{\pi}{4} d^2 k_c, \\ t &= \frac{\pi^2}{8} \frac{d^2 D}{P} k_c = \frac{5}{4} \cdot \frac{2,6^2 \cdot 110}{26\,000} \cdot 320 = 11,4 \text{ cm.} \end{aligned}$$

De là résulte que la distance des rivets pour l'assemblage à couvre-joint des tôles réunies bout à bout atteint 11,4 cm. Comme les rivets introduits à froid ne pressent pas fortement le couvre-joint contre l'enveloppe, il convient d'obtenir un bon contact au moyen de quelques rivets passés à chaud.

Les procédés accessoires des autres assemblages inamovibles seront exposés en décrivant les diverses parties de machines pour lesquelles on trouve à les employer.



CHAPITRE TROISIÈME

ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR LA TRANSMISSION DU MOUVEMENT DE ROTATION D'UN ARBRE A UN AUTRE

On peut ici distinguer deux groupes, suivant que la transmission doit s'effectuer en maintenant une relation géométrique déterminée entre les deux arbres, et par suite — au point de vue purement géométrique, et sans tenir compte des déformations inséparables de l'élasticité naturelle de la matière — de façon qu'à un certain angle de rotation d'un des arbres corresponde un angle parfaitement déterminé de l'autre arbre, ou suivant que les choses se passent différemment.

Les éléments du premier groupe se présentent par couples de corps pourvus de saillies et de creux, qui peuvent agir immédiatement l'un sur l'autre, de manière que les saillies de l'un pénètrent dans les creux correspondants de l'autre, ou qui emploient un intermédiaire, la chaîne, entourant les deux corps comme une bande sans fin et dont les maillons s'appuient contre les saillies ou contre les parois des creux. C'est de la première manière qu'agissent les *roues dentées* tandis que le second mode d'action s'observe sur les *roues dentées à chaîne* qui, travaillant ensemble au moyen d'un intermédiaire, la chaîne, peuvent très bien aussi se désigner sous le nom de *roues dentées à action indirecte*.

Les éléments du second groupe sont aussi des corps tournants qui se présentent par couples et transmettent la force à l'aide du frottement. Les deux corps peuvent alors être en contact — soit immédiat, soit par l'entremise d'un troisième corps au travers duquel se transmet la *pression* de contact — mais l'entraînement d'un corps par l'autre peut aussi se faire par un brin flexible (courroie, corde) qui les entoure tous deux et porte avec frottement contre les surfaces extérieures des corps. C'est de la première manière qu'agissent les *roues ou plateaux à friction*; tandis que les *transmissions par courroies ou cordes* agissent de la seconde manière, c'est-à-dire indirectement.

Tandis que pour le premier groupe la transmission directe est de beaucoup la plus importante, la transmission indirecte se montre, pour le second groupe, d'une importance variable.

A. ROUES DENTÉES

Au point de vue de la position respective des arbres, il convient de distinguer trois cas :

1. Les deux arbres se meuvent parallèlement,
2. » se coupent,
3. » se croisent.

Conséquemment, les roues dentées possèdent les formes fondamentales :

1. du cylindre (roues cylindriques, roues droites),
2. du cône (roues coniques, roues d'angle),
3. de l'hyperboloïde ou du cylindre (roues hyperboliques ou roues hélicoïdales).

En supposant que le rapport des vitesses angulaires des deux roues doive rester le même, les formes fondamentales des roues sont celles de simples solides de révolution dont l'axe de rotation coïncide avec celui de l'arbre dont dépend chacun de ces solides.

I. Roues droites à dents droites.

1. Forme des dents de ces roues.

a. GÉNÉRALITÉS.

En M_1 , fig. 130, se projette l'arbre 1, en M_2 l'arbre 2. Le mouvement doit se transmettre du premier au second arbre de façon que le rapport des vitesses angulaires ω_1 et ω_2 des arbres reste toujours le même. Nous imaginons d'abord que la transmission s'opère au moyen de deux leviers 1 et 2, solidement fixés sur les arbres. Les deux leviers se touchent suivant une droite dont la projection apparaît au point B. Si l'on pose $\overline{M_1 B} = R_1$ et $\overline{M_2 B} = R_2$, la vitesse à laquelle se meut le point B, qui appartient au levier 1, est :

$$v_1 = \omega_1 R_1.$$

La vitesse que possède au même instant le point B, appartenant au levier 2, atteint :

$$v_2 = \omega_2 R_2.$$

Les directions de v_1 et v_2 sont perpendiculaires à $\overline{M_1 B}$ et à $\overline{M_2 B}$.

Si $N_1 B N_2$ étant la normale commune, $T B \perp$ est la tangente commune au point B, la décomposition de v_1 et de v_2 donne les composantes normales c_1 et c_2 , ainsi que les composantes tangentielles c'_1 et c'_2 .

Si les longueurs des perpendiculaires $M_1 N_1$ et $M_2 N_2$, abaissées des centres M_1 et M_2 sur la normale commune $N_1 B N_2$, sont ρ_1 et ρ_2 , on a :

$$\begin{aligned} \frac{c_1}{v_1} &= \frac{\rho_1}{R_1} & \frac{c_2}{v_2} &= \frac{\rho_2}{R_2} \\ c_1 &= v_1 \frac{\rho_1}{R_1} = \omega_1 \rho_1 & c_2 &= v_2 \frac{\rho_2}{R_2} = \omega_2 \rho_2. \end{aligned}$$

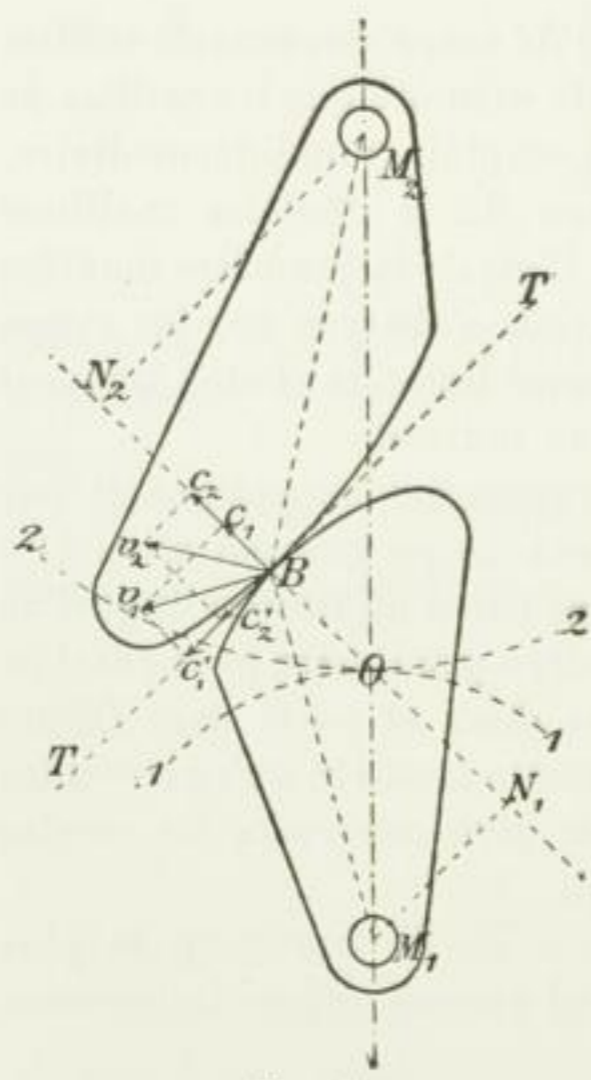


Fig. 130.

TF

CHAPITRE TROISIÈME

ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR LA TRANSMISSION DU MOUVEMENT DE ROTATION D'UN ARBRE A UN AUTRE

On peut ici distinguer deux groupes, suivant que la transmission doit s'effectuer en maintenant une relation géométrique déterminée entre les deux arbres, et par suite — au point de vue purement géométrique, et sans tenir compte des déformations inséparables de l'élasticité naturelle de la matière — de façon qu'à un certain angle de rotation d'un des arbres corresponde un angle parfaitement déterminé de l'autre arbre, ou suivant que les choses se passent différemment.

Les éléments du premier groupe se présentent par couples de corps pourvus de saillies et de creux, qui peuvent agir immédiatement l'un sur l'autre, de manière que les saillies de l'un pénètrent dans les creux correspondants de l'autre, ou qui emploient un intermédiaire, la chaîne, entourant les deux corps comme une bande sans fin et dont les maillons s'appuient contre les saillies ou contre les parois des creux. C'est de la première manière qu'agissent les *roues dentées* tandis que le second mode d'action s'observe sur les *roues dentées à chaîne* qui, travaillant ensemble au moyen d'un intermédiaire, la chaîne, peuvent très bien aussi se désigner sous le nom de *roues dentées à action indirecte*.

Les éléments du second groupe sont aussi des corps tournants qui se présentent par couples et transmettent la force à l'aide du frottement. Les deux corps peuvent alors être en contact — soit immédiat, soit par l'entremise d'un troisième corps au travers duquel se transmet la *pression* de contact — mais l'entraînement d'un corps par l'autre peut aussi se faire par un brin flexible (courroie, corde) qui les entoure tous deux et porte avec frottement contre les surfaces extérieures des corps. C'est de la première manière qu'agissent les *roues ou plateaux à friction*; tandis que les *transmissions par courroies ou cordes* agissent de la seconde manière, c'est-à-dire indirectement.

Tandis que pour le premier groupe la transmission directe est de beaucoup la plus importante, la transmission indirecte se montre, pour le second groupe, d'une importance variable.

A. ROUES DENTÉES

Au point de vue de la position respective des arbres, il convient de distinguer trois cas :

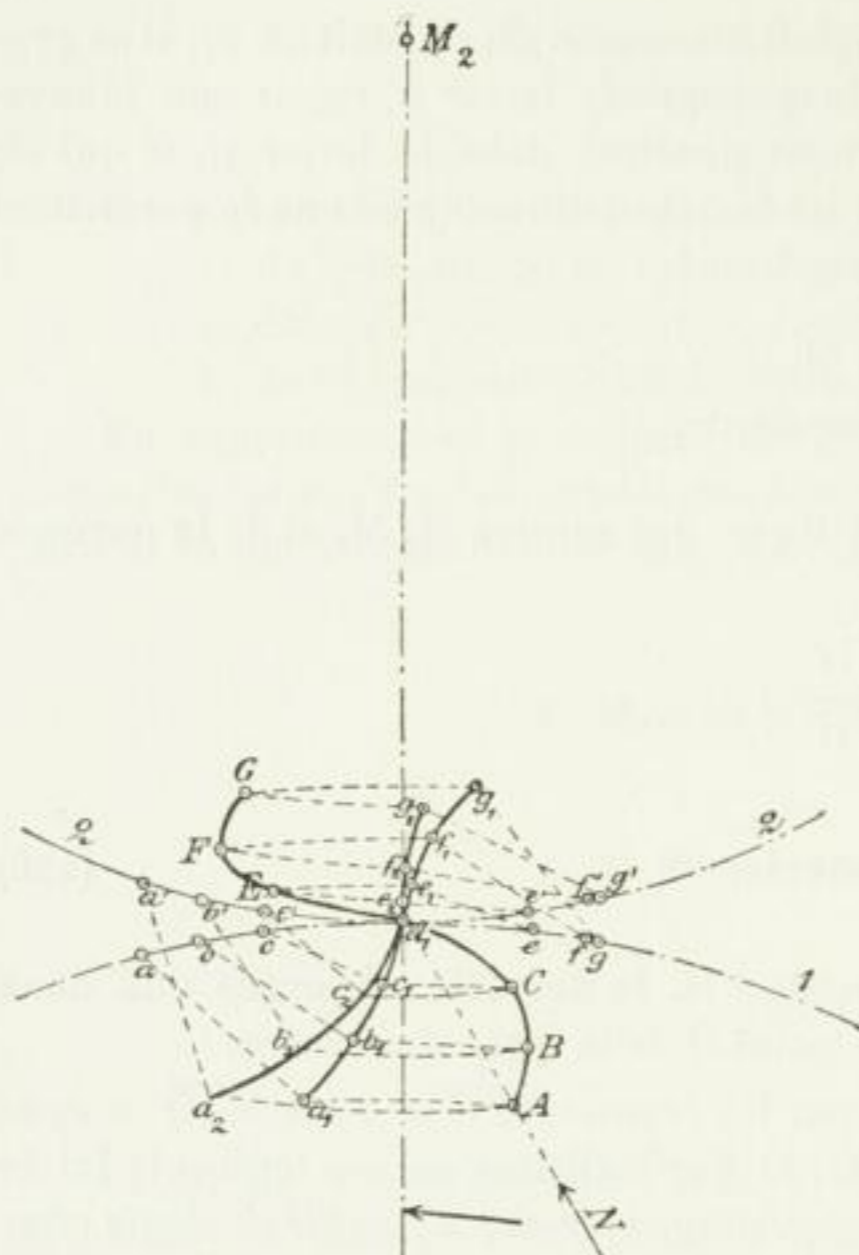


Fig. 131.

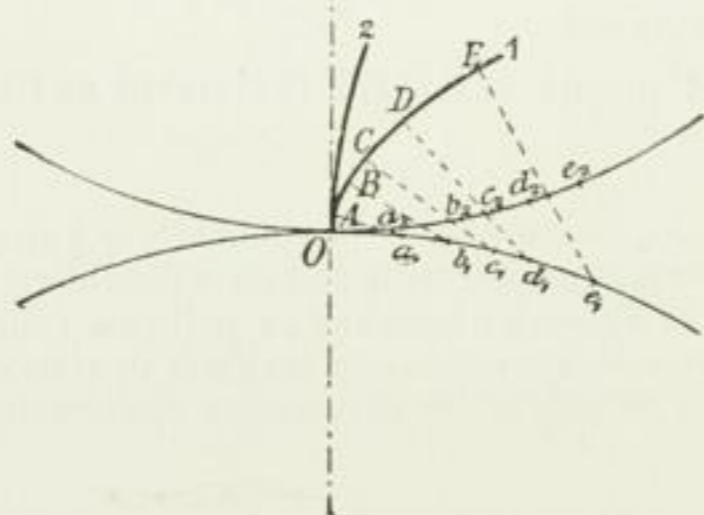


Fig. 132.

ver sur des cercles décrits de M_2 , comme centre, par A B C E F G.

Si l'on fait :

$$\begin{aligned} \widehat{d_1 a'} &= \widehat{d_1 a}, & \widehat{d_1 b'} &= \widehat{d_1 b}, \\ \widehat{d_1 c'} &= \widehat{d_1 c}, & \widehat{d_1 e'} &= \widehat{d_1 e}, \\ \widehat{d_1 f'} &= \widehat{d_1 f}, & \widehat{d_1 g'} &= \widehat{d_1 g}, \end{aligned}$$

le point a_2 du second profil correspondant à a_1 doit être à une distance de a' qui est $\overline{a' a_2} = \overline{a a_1}$; de même, le point b_2 correspondant à b_1 doit être écarté de b' de $\overline{b' b_2} = \overline{b b_1}$, et ainsi de suite.

On arrive ainsi au procédé suivant, publié pour la première fois par *Reuleaux*. On trace les normales $a_1 a, b_1 b, c_1 c, e_1 e, f_1 f, g_1 g$, on décrit de M_1 , comme centre, des cercles passant par $a_1, b_1, c_1, e_1, f_1, g_1$; puis on fait $\widehat{d_1 A} = \widehat{a_1 a}, \widehat{d_1 B} = \widehat{b_1 b}$, et ainsi de suite, après quoi l'on trace la courbe d'engrènement A B C d_1 E F G. On décrit ensuite, de M_2 comme centre, des cercles passant par A B C E F G et l'on fait $\widehat{d_1 a'} = \widehat{d_1 a}, \widehat{d_1 b'} = \widehat{d_1 b}$, et ainsi de suite, de même que $\overline{a' a_2} = \overline{a a_1}, \overline{b' b_2} = \overline{b b_1}$, etc., $a_2 b_2 c_2 d_1 e_2 f_2 g_2$ est alors le profil cherché.

Ce qui précède trouve immédiatement son application quand il s'agit d'adapter à une roue dont on dispose une seconde roue, alors que l'on ne connaît pas le mode de tracé des flancs de dents de la première roue.

Suivant un autre procédé, dû à *Poncelet*, on fait, sur la figure 132, $\widehat{O a_1} = \widehat{O a_2}, \widehat{a_1 b_1} = \widehat{a_2 b_2}, \widehat{b_1 c_1} = \widehat{b_2 c_2}$ et ainsi de suite, on mène aux points a_1, b_1, c_1 , etc., des normales au profil donné 1, on prend au compas les longueurs de ces normales $a_1 A, b_1 B$, etc., et l'on décrit des arcs de cercles en prenant comme centres les points correspondants a_2, b_2, c_2, d_2, e_2 , l'enveloppe de ces arcs est le profil cherché 2.

Les dents d'une roue droite sont des prismes dont la section est déterminée, comme l'indique la figure 133, par le profil de la dent. Le cercle qui passe par A B, $A_1 B_1$ s'appelle cercle de *couronne* ou de *tête*; celui qui contient les points E F, $E_1 F_1$

cercle de division ou *cercle primitif*; enfin le cercle qui passe par $C D, C_1 D_1$, est celui de *racine* ou de *pied*. La partie de la dent extérieure au cercle primitif se nomme *tête* ou *saillie de la dent*, la partie intérieure au même cercle est la *racine* ou le *pied de la dent*.

L'écartement de deux dents $\widehat{E F E_1} = \widehat{F E_1 F_1} = t$ mesuré sur le cercle de division est désigné sous le nom de *pas*. $\overline{A A'} = \overline{B B'} = b$ s'appelle la *largeur de la dent*, $\widehat{E F} = \widehat{E_1 F_1} = s$, l'*épaisseur de la dent*, $F E_1$ le *creux*, la distance entre les cercles de tête et de pied $= l$ est la *longueur de la dent*.

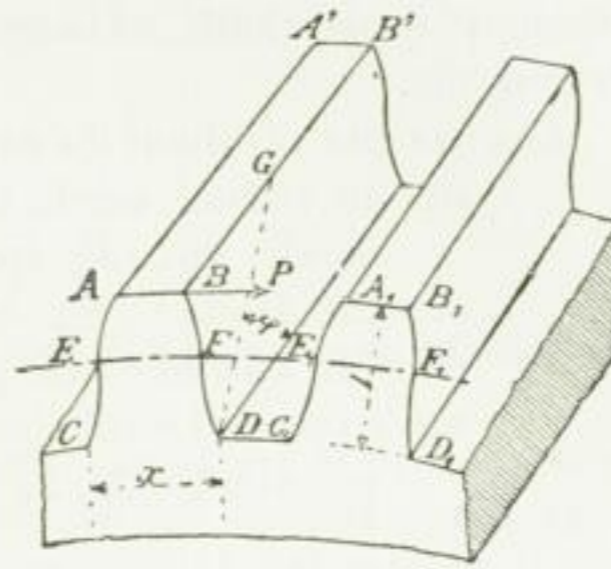


Fig. 133.

Il est de règle de donner à la longueur de la tête de dent $0,3 t$, à celle de la racine $0,4 t$, on pose donc $l = 0,3 t + 0,4 t = 0,7 t$, de manière à laisser, dans le sens du rayon, un jeu de $0,1 t$.

L'épaisseur des dents non taillées atteint $\frac{19}{40} t$, la largeur du creux $\frac{21}{40} t$, de sorte

que l'on a, dans la direction de la tangente, un jeu de $\frac{1}{20} t$. On peut exécuter les dents taillées en leur laissant un jeu moindre.

Comme on le voit sur la figure 131, les cercles de tête déterminés par a_2 et g_1 limitent la partie utilisée de la *ligne d'engrènement* ou l'*étendue de l'engrènement*, dont la partie $A d_1$ est en avant et la partie $d_1 G$ en arrière de la ligne des centres des roues, ce qui donne lieu à un travail simultané des profils en avant et en arrière de la ligne des centres. L'arc du cercle primitif $\widehat{a d_1} = \widehat{a' d_1}$, correspondant à la ligne d'engrènement $A d_1$, s'appelle l'arc de roulement (pour l'engrènement) avant la ligne des centres, tandis que $\widehat{d_1 g} = \widehat{d_1 g'}$ s'appelle l'arc de roulement (pour l'engrènement), derrière la ligne des centres. La somme des deux arcs de roulement $\widehat{a g} = \widehat{a' g'}$ se nomme arc d'engrènement. La longueur de cet arc doit être, naturellement, plus grande que la division ou le pas. Le rapport de l'arc de roulement au pas exprime la durée de l'engrènement, et on le désigne sous le nom de *durée d'engrènement*. Il doit donc toujours dépasser l'unité.

Les rayons vecteurs $\overline{d_1 A}, \overline{d_1 B}$, etc., de la ligne d'engrènement à d_1 comme centre, donnent la direction de la pression normale N entre les deux flancs, pour les points de contact $A B$, etc. Plus l'angle compris entre N et la ligne des centres est petit, plus la pression N doit être grande pour pouvoir donner à la roue 2 un moment de rotation déterminé.

Deux roues d'engrenage qui se correspondent doivent avoir des lignes d'engrènement convenables et un pas égal. On peut, par conséquent, tracer pour une roue, avec un cercle primitif donné, un nombre infini de lignes d'engrènement convenables. Mais si les roues accouplées doivent fournir un bon travail, il faut non seulement que les lignes d'engrènement s'accordent bien, mais aussi que le cercle primitif divise chacune des deux lignes en deux parties pouvant coïncider entre elles. Des roues de même pas qui satisfont à cette condition s'appellent *roues d'assortiment*.

b. COURBES CYCLIQUES.

Un certain genre de courbes a mérité la préférence pour l'exécution des flancs de dents d'engrenages; nous voulons parler des courbes cycliques dont nous distinguons cinq types

savoir : 1° l'épicycloïde, 2° la cycloïde, 3° l'hypocycloïde, 4° la développante de cercle ; 5° la péricycloïde.

Ces courbes résultent du roulement d'un cercle R,
 sur un second cercle (cercle de base) G dont le centre est extérieur au premier
 cercle, fig. 134 (épicycloïde),
 sur une droite G, fig. 135 (cycloïde),
 dans un second cercle (cercle de base) G, fig. 136 (hypocycloïde),
 sur un second cercle (cercle de base) G, dont le centre est placé à l'intérieur du
 premier cercle, fig. 138 (péricycloïde),

et

du développement d'une droite R qui s'écarte d'un cercle (cercle de base) G,
 fig. 137 (développante).

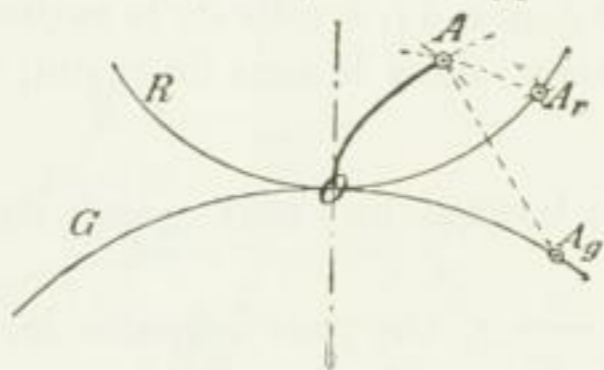


Fig. 134.

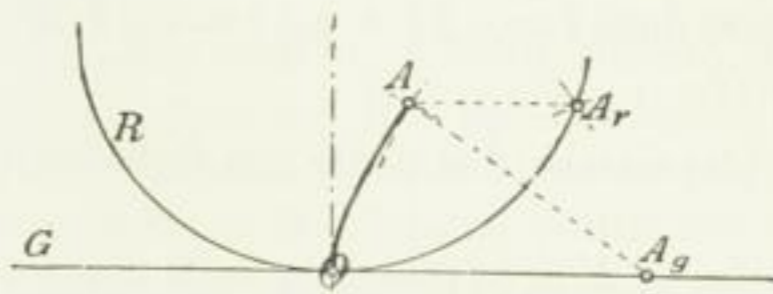


Fig. 135.

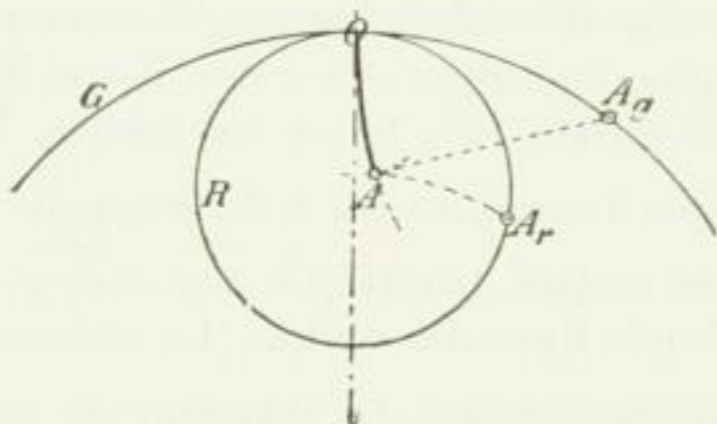


Fig. 136.

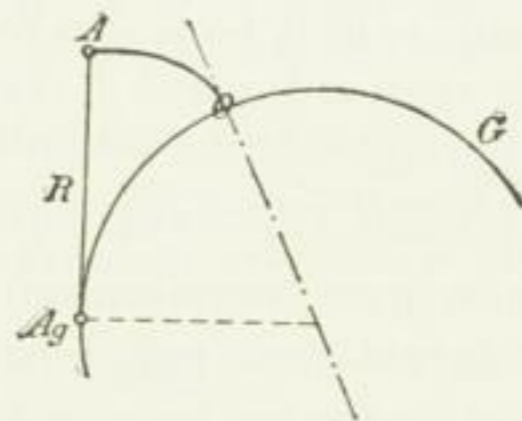


Fig. 137.

Sur les figures 134 à 138, G désigne le cercle de base et R le cercle roulant.

Le point A de la courbe appartenant à l'arc déroulé $\widehat{OA_r} = \widehat{OA_g}$ est déterminé par la formule :

$$\left. \begin{aligned} \overline{A_g A} &= \overline{A_r O} \\ \overline{OA} &= \overline{A_g A_r} \end{aligned} \right\} \text{fig. 134, 135, 136, 138.}$$

On peut, à titre de vérification, considérer que le point A doit se trouver sur un cercle décrit du centre du cercle de base et passant par A_r .

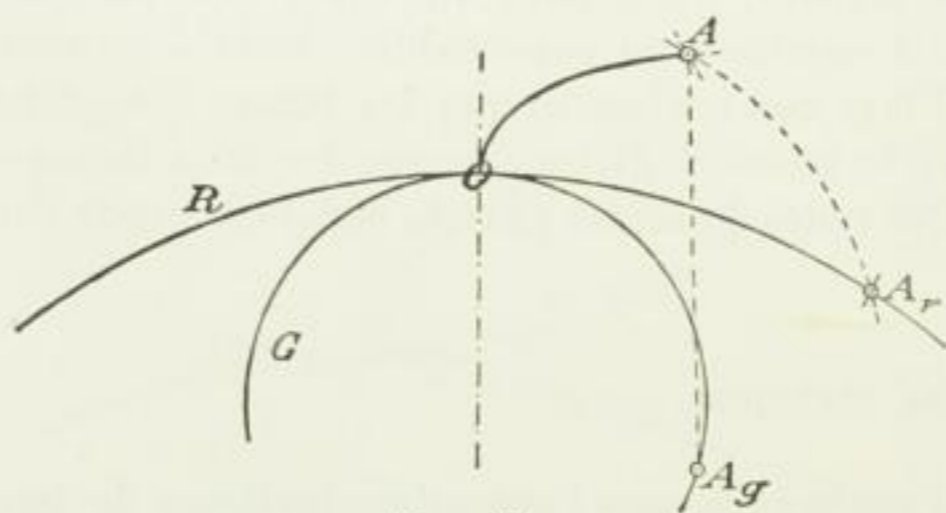


Fig. 138.

Le point de développante A, fig. 137, est déterminé par ce fait que $\widehat{A_g A} = \widehat{A_g O}$.

Les normales pour les points de courbes A passent, dans tous les cas, par les points A_g (c'est-à-dire par les points de contact des deux cercles en un instant donné), c'est sur ce fait qu'est

basée la possibilité d'appliquer les courbes cycliques au tracé des contours de dents d'engrenages.

c. DENTURE CYCLOÏDALE.

Cette denture donne des roues dont la *ligne d'engrènement est en arc de cercle*.

La cycloïde s'emploie de la manière suivante :

Sur la figure 139, 1, 1 est l'un des cercles primitifs dont l'autre est 2, 2 ; R_1 est le premier et R_2 le second des cercles roulants qui doivent produire les courbes cycliques. En roulant à l'intérieur du cercle primitif 1, R_1 produit l'hypocycloïde H_1 ; tandis qu'en roulant sur le cercle primitif 2 il donne lieu à l'épicycloïde E_2 . Le roulement de R_2 produit d'une manière tout à fait analogue l'hypocycloïde H_2 et l'épicycloïde E_1 . Si, alors, on prend $\overline{OO_1} = \overline{O_1B_1}$ égaux à la demi-épaisseur de la dent, on trace aussi $\overline{OO_2} = \overline{O_2B_2}$, puis M_1O_1 , M_2O_2 et ensuite, symétriquement à ces lignes, on fait :

$$\begin{array}{l} A_1B_1 \text{ égal à l'épicycloïde } E_1, \quad B_1C_1 \text{ égal à l'hypocycloïde } H_1, \\ A_2B_2 \quad \text{»} \quad \text{»} \quad E_2, \quad B_2C_2 \quad \text{»} \quad \text{»} \quad H_2. \end{array}$$

On trace ensuite les cercles de tête et de racine et les flancs des deux dents se trouvent ainsi déterminés.

Ici la ligne d'engrènement coïncide avec les arcs \widehat{AO} et \widehat{OG} des deux cercles roulants R_1 et R_2 . Sa longueur, c'est-à-dire l'étendue de l'engrènement \widehat{AOG} , limitée par les deux cercles de tête est égale à l'arc d'engrènement $\widehat{P_1OQ_1} = \widehat{P_2OQ_2}$.

Au commencement de l'engrènement, les points D et F se touchent en A. Si le point de contact est sur la ligne des centres et, par suite, arrive en O, les étendues OF et OD sont venues en contact. Comme elles diffèrent entre elles de $\widehat{OD} - \widehat{OF}$, il s'est produit, avant la ligne des centres, un glissement de cette étendue. Un glissement de $\widehat{OJ} - \widehat{OK}$ se produit d'une manière tout à fait analogue derrière la ligne des centres. Si, maintenant, N est la pression normale au point de contact A et si AO est la direction de cette pression, le frottement engendré par elle sera $N\mu$, si μ représente le coefficient de frottement. Comme la direction de N change, ainsi que sa grandeur, le produit de la pression normale et du coefficient de frottement est, à la rigueur, variable. On peut cependant poser $N\mu$ comme expression suffisamment exacte du frottement pendant l'engrènement, pourvu que l'on entende par N la valeur moyenne de la pression normale. L'inexactitude qui existe en ce cas passe encore après l'incertitude de la grandeur généralement admise pour μ . Le travail provenant du glissement pendant l'engrènement atteint alors :

$$N\mu \left\{ (\widehat{OD} - \widehat{OF}) + (\widehat{OJ} - \widehat{OK}) \right\}.$$

Le travail mécanique transmis dans le même temps de la dent conductrice à la dent conduite est :

$$N \cdot \widehat{AOG} = N(\widehat{AO} + \widehat{OG}).$$

En conséquence, la perte due au frottement de glissement est, en parties de l'effet utile :

$$P = \mu \frac{\widehat{OD} - \widehat{OF} + \widehat{OJ} - \widehat{OK}}{\widehat{AO} + \widehat{OG}} \quad (227)$$

la figure. La courbe limite de ce renforcement est imposée par le trajet de l'angle J de la dent et peut se trouver de la manière suivante.

Les arcs des cercles primitifs O_1 et O_2 sont divisés en un nombre égal de parties égales. On prend ensuite au compas la distance JO_1 et l'on décrit un cercle avec O_1 pour centre. On décrit ensuite d'autres cercles de 1 comme centre avec Ja comme rayon, de 2

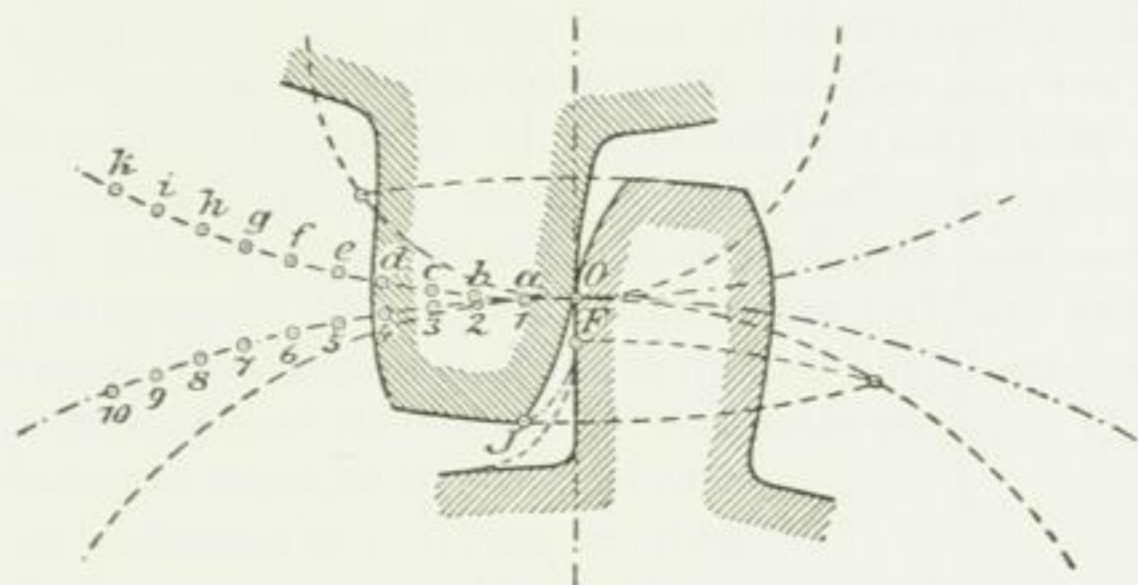


Fig. 140.

avec Jb , de 3 avec Jc , et ainsi de suite. Ces cercles enveloppent le parcours cherché de la tête de dent (indiqué par une ligne de points). Le profil réel du pied de la dent doit encore laisser un peu de jeu de manière à tenir compte d'un petit déplacement de la roue dans la direction de la ligne des centres. Si maintenant on donne à la dent la forme indiquée par la ligne pointillée, on ne court plus le danger, en se servant d'un grand cercle roulant, d'affaiblir notablement le pied de la dent qui paraît, en conséquence, suffisamment renforcée à l'endroit fragile.

Si l'on pousse plus loin l'agrandissement du cercle roulant, l'hypocycloïde paraît se courber dans le sens opposé, fig. 141. Dans ce cas, il y a lieu de renforcer la racine de la dent de la manière indiquée ci-dessus, ce qui permet de se servir d'un cercle roulant de diamètre relativement aussi grand.

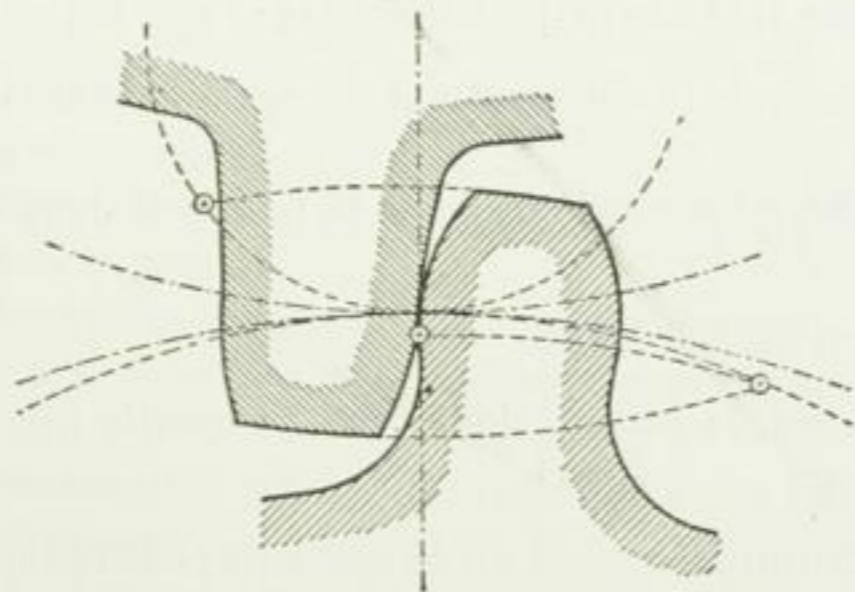


Fig. 141.

Sur la figure 139, l'arc d'engrènement atteint $1,2t$, sur la figure 140, $1,3t$ et sur la figure 141 $1,4t$. Cet arc augmente donc avec le diamètre du cercle roulant.

Par contre, ces figures montrent clairement que si le cercle roulant augmente, il se produit une diminution de l'étendue du pied de la dent susceptible de contact, ce qui amène une augmentation du parcours du frottement (sur la figure 139 $\widehat{OD} - \widehat{OF}$) et

augmente l'usure à l'endroit indiqué. Il faut en outre tenir compte de l'influence, mentionnée page 214, de la forme des flancs de dents en contact sur la plus grande pression des surfaces en contact.

Si maintenant il s'agit de tracer deux roues différant beaucoup de grandeur comme cela se présente, par exemple, pour les installations de roues hydrauliques, les engrenages intermédiaires des machines à vapeur, etc., on doit s'efforcer d'obtenir, d'après ce qui a été dit ci-dessus, un arc d'engrènement aussi grand que possible, afin qu'il y ait toujours au moins deux dents d'une roue en prise, pour les raisons déjà exposées ci-dessus. Le procédé que l'on peut suivre dans ce cas est indiqué par les figures 140 et 141. Il ne faudrait pas traiter ces roues comme roues d'assortiment, ni leur donner pour base le cercle roulant pouvant convenir, peut-être, à une roue de douze dents, alors que dans les cas indiqués le nombre de 36 doit être considéré comme un minimum d'où l'on part de préférence.

On doit généralement, quand il s'agit de roues de transmission, tenir compte du même principe dans le choix du cercle minimum de roulement. On ne peut considérer comme

convenable de tracer indifféremment toutes les roues de même pas, comme appartenant à un même assortiment, avec le même cercle roulant, qu'il s'agisse de roues de transmission, ou de roues de treuils à marche lente et autres semblables.

Pour les roues de transmission proprement dites, on ne peut descendre au-dessous du nombre de 24 dents, tandis que l'on peut admettre 10 dents pour les roues de treuils et autres analogues. Imposer le même cercle roulant aux deux genres de roues, comme l'exige le nombre 10, équivaut à renoncer à la douceur de marche des roues d'une transmission.

Si nous augmentons les deux cercles roulants au point de les rendre égaux aux deux cercles primitifs, les deux hypocycloïdes H_1 et H_2 se transforment

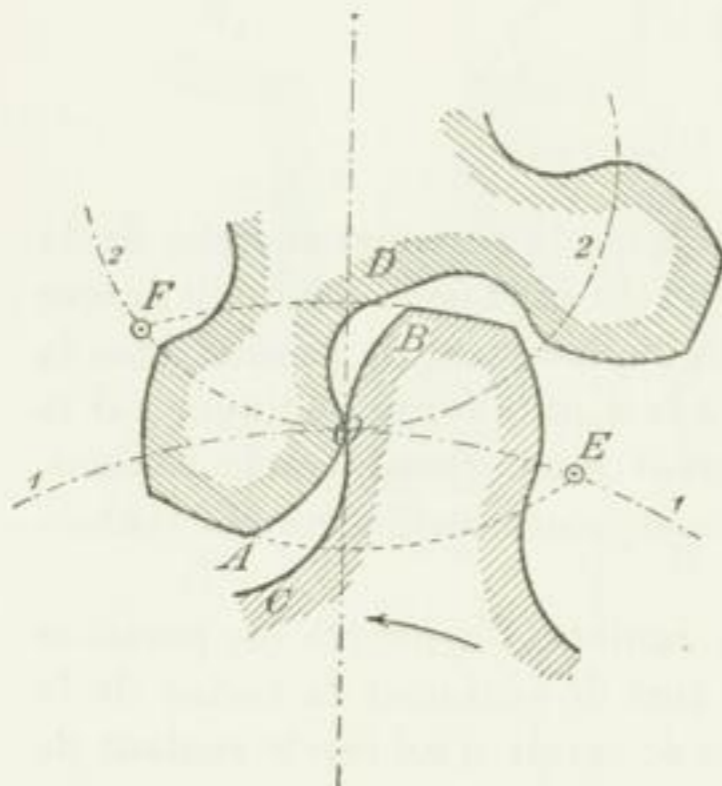


Fig. 142.

en points, ce qui nous donne la denture de la figure 142, sur laquelle :

- OA est une épicycloïde résultant du roulement de 1 sur 2,
- OB » » » » 2 sur 1,
- OC est déterminé par le trajet de la pointe de dent A,
- OD » » » » B.

La ligne d'engrènement est E O F et :

avant la ligne des centres, le point O de la roue 1 travaille avec l'épicycloïde A O,
derrière » » » O » 2 » » O B.

L'avantage de cette denture consiste en ce que l'on peut réduire considérablement le nombre des dents, ce qui est avantageux pour beaucoup d'appareils de levage. Son inconvénient consiste en ce qu'un seul et même point d'une roue travaille en glissant sur l'épicycloïde de l'autre roue; il en résulte que l'usure modifie rapidement la forme normale de chaque dent au voisinage de ce point. C'est une raison suffisante pour n'employer cette denture à point que si l'on y est forcé par la nécessité.

Si le diamètre du cercle roulant R_1 augmente jusqu'à devenir égal au diamètre du cercle primitif 1, l'hypocycloïde $O H_1$ se transforme en un point O que nous remplaçons maté-

riellement par un cercle de diamètre $s = \frac{19}{40} t$, figure 143. L'épicycloïde qui travaille avec l'hypocycloïde, transformée en point, est OE_2 . Nous la remplaçons par son équidistante BA située à la distance $\frac{s}{2} = \frac{19}{80} t$ et qui se construit par enveloppement, de la manière indiquée figure 143.

Si AC est une normale en A à la ligne de flanc, on obtient l'arc d'engrènement en OG . Ici cet arc coïncide — pour $s = 0$ — avec l'étendue de l'engrènement et ce dernier n'a lieu que derrière la ligne des centres¹. La hauteur de la couronne de dents est déterminée par la nécessité de satisfaire à la condition $\widehat{OG} > t$.

Ce genre de denture s'appelle *denture à fuseaux* et ne se rencontre que rarement, par exemple, sur les crics de vannes, pour lesquels la facilité d'exécution des crémaillères à fuseaux, fig. 145, est la raison qui fait conserver cette denture peu avantageuse par elle-même.

La figure 146 montre la *denture à flancs droits*. Une des roues n'engrène qu'au pied et l'autre qu'à la tête et, par suite, l'engrènement n'a lieu que sur l'un des côtés de la ligne des centres. Cette denture peut trouver son emploi quand on doit attribuer une importance particulière à la forme plate du flanc des dents; mais ses avantages peuvent parfois se payer cher à cause du peu de durée de l'engrènement.

La figure 147 donne un exemple de *denture intérieure*. Ici l'hypocycloïde travaille sur l'hypocycloïde et l'épicycloïde sur l'épicycloïde.

La figure 148 montre la denture d'une crémaillère. Ici la cycloïde travaille sur l'hypocycloïde et la cycloïde sur l'épicycloïde.

¹ Si l'on doit trouver la ligne d'engrènement exacte, c'est-à-dire en tenant compte de l'épaisseur s , on y arrive au moyen d'un tracé par points en se conformant à la loi de denture d'après laquelle la normale commune en un point de contact quelconque des deux profils de dents passe par le point de contact des deux cercles primitifs. La figure 144 montre ce procédé et la ligne exacte d'engrènement se trouve en OFH , à l'intérieur du cercle primitif 11. L'étendue de l'engrènement OF se détermine au moyen du cercle de tête AF passant par le point A . Le maintien de l'engrènement exige $\widehat{FO} + \widehat{OB} > t$.

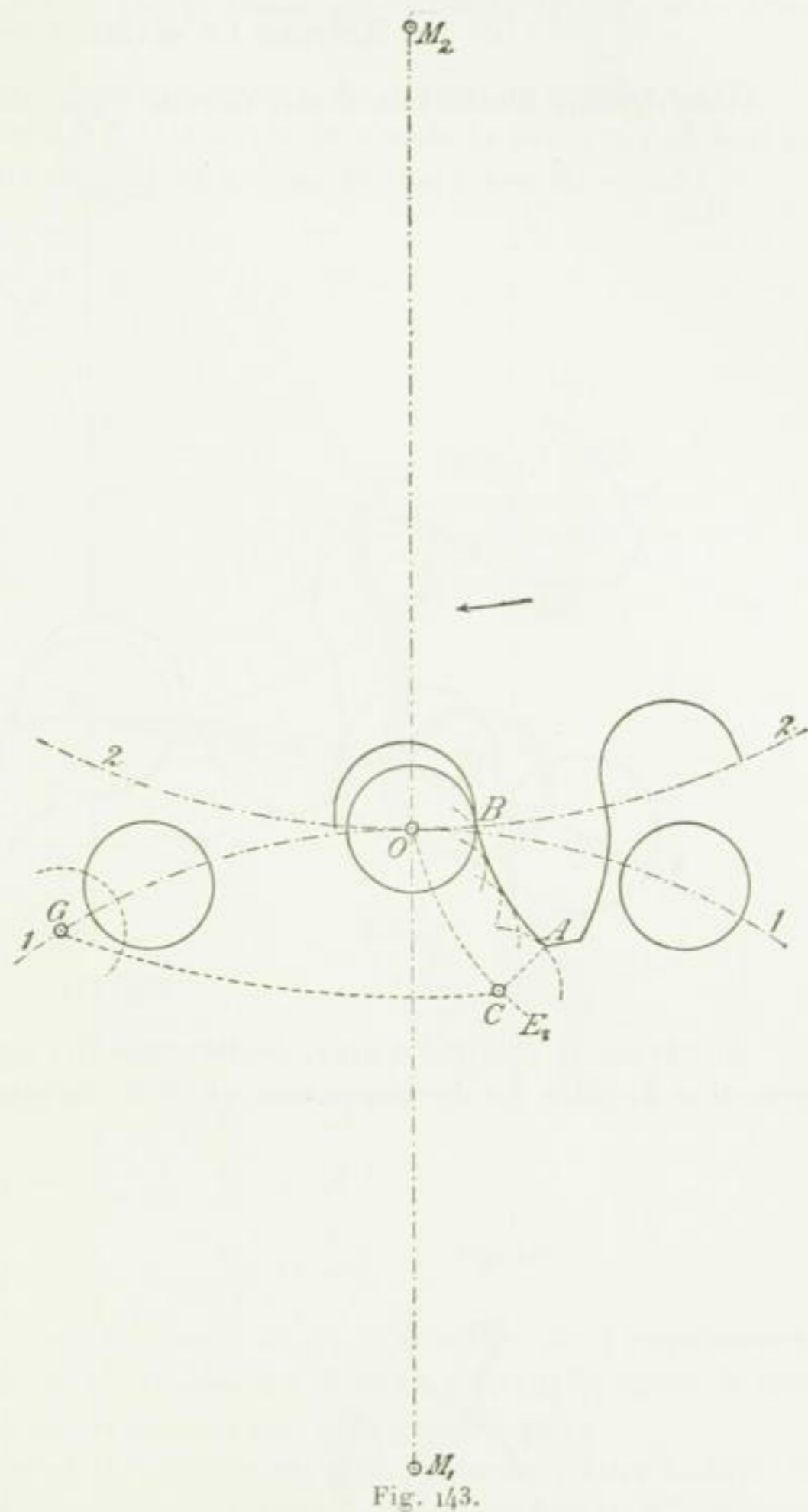


Fig. 143.

d. DENTURE EN DÉVELOPPANTE DE CERCLE.

Cette denture donne une droite comme ligne d'engrènement.

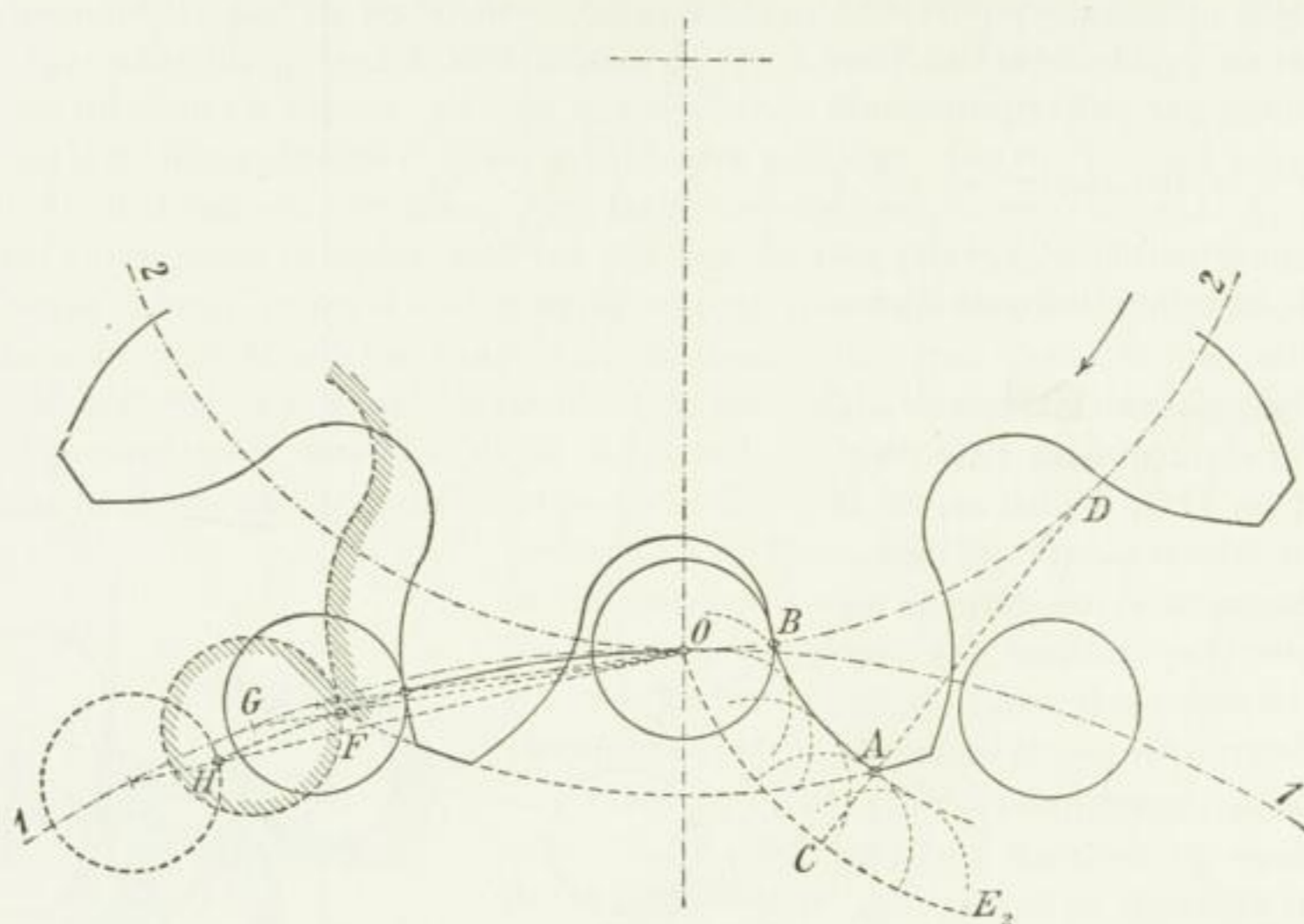


Fig. 144.

Sur le cercle primitif donné, de diamètre R_1 , fig. 149, on prend O comme point d'intersection de celle des développantes qui doit former les flancs des dents. La génératrice

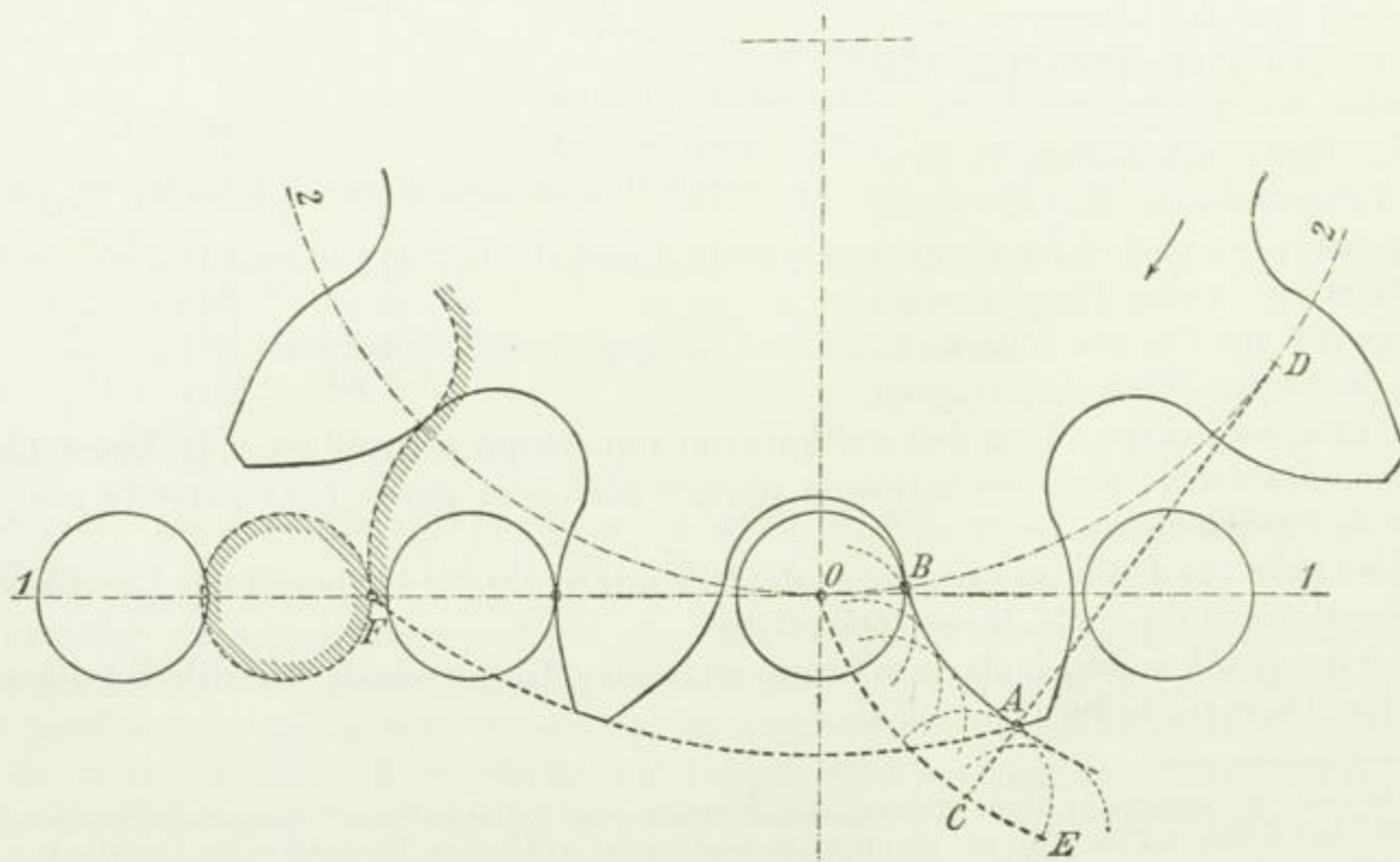


Fig. 145.

$N_1 O N_2$ de la développante forme avec le rayon, au point O , un angle α pour lequel est

rayons ont les grandeurs désignées par ρ_1 et ρ_2 à la page 198, possèdent, en raison de la relation trouvée en cet endroit :

$$\omega_1 \rho_1 = \omega_2 \rho_2$$

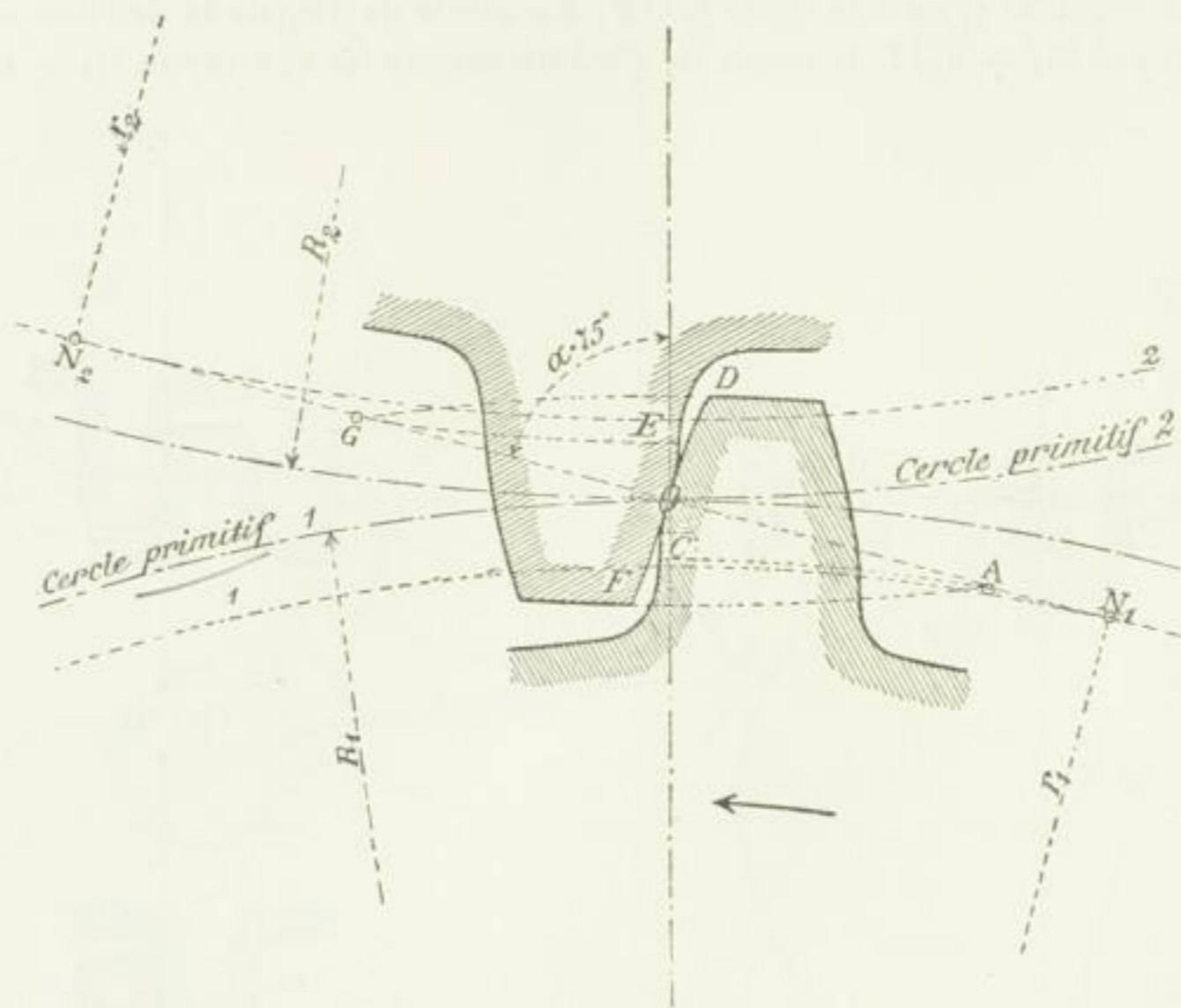


Fig. 149.

des vitesses constantes à la circonférence. Les cercles de base peuvent donc aussi avoir des divisions égales.

A un cercle de base correspond une seule développante qui, conséquemment, est indé-

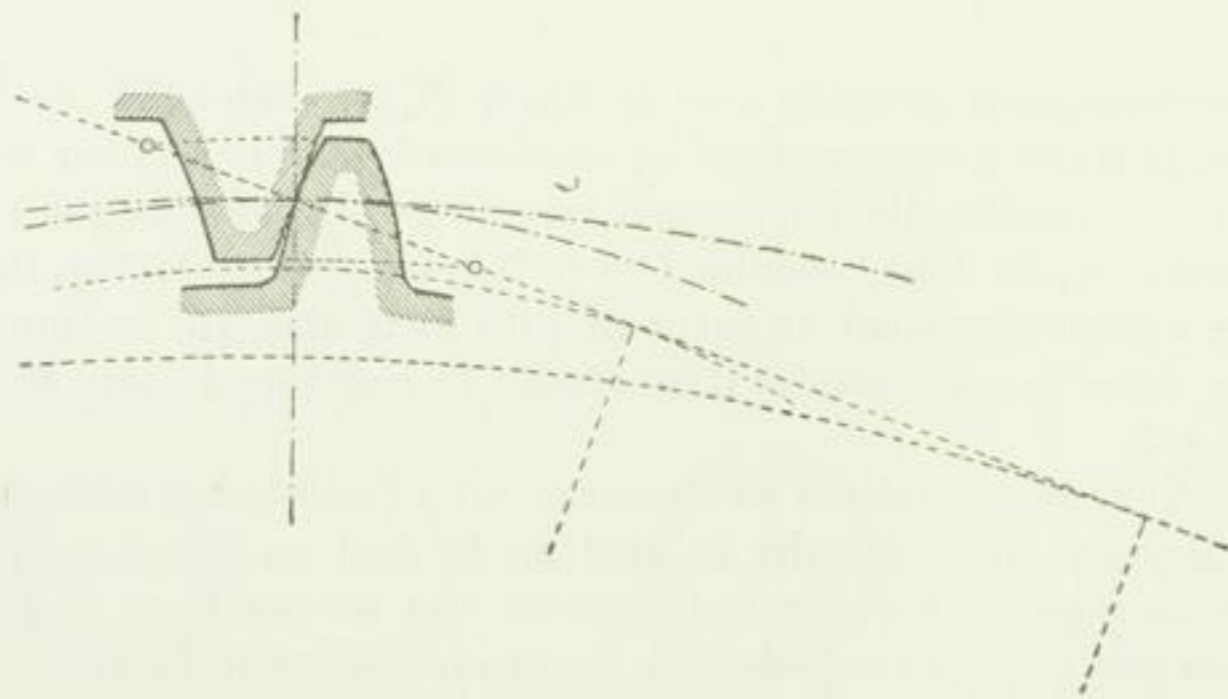


Fig. 150.

pendante de la position de la génératrice. Si donc on change la position de $N_1 N_2$, en rapprochant ou en écartant les deux arbres, cela ne change pas les flancs de développantes. Il en résulte la possibilité d'approcher ou d'écartier l'une de l'autre des roues à denture en développante, sans qu'elles cessent d'engrener convenablement, à la seule condition que

l'étendue de l'engrènement reste assez grande (voir ce qui est dit à l'art. *f*, pages 213 et suivantes).

e. FROTTEMENT DES DENTS.

La formule 227, page 203, et les considérations exposées pour son développement donnent le moyen de déterminer graphiquement la valeur du frottement produit par le glissement des flancs de dents l'un sur l'autre. Par le calcul, on peut trouver approximativement la perte *P* de la manière suivante ¹ :

Les développements qui suivent s'appliquent à une denture à flancs droits. Pour la figure 146, page 209, on a :

$$P = \mu \frac{\widehat{OJ} - \widehat{OK}}{\widehat{OG}}$$

On a aussi, à cause de l'égalité de \widehat{OJ} et de \widehat{ABCG} :

$$P = \mu \frac{\widehat{ABCG} - \widehat{CG}}{\widehat{OG}} = \mu \frac{\widehat{ABC}}{\widehat{OG}},$$

ce qui donne approximativement :

$$P = \mu \frac{\widehat{A_1 B_1} + \widehat{B_1 C_1}}{\widehat{OG}}.$$

En introduisant :

$$\begin{aligned} 2 r_1 \cdot \widehat{A_1 B_1} &= \approx \widehat{OA}^2 = \widehat{OG}^2, \\ 2 r_2 \cdot \widehat{B_1 C_1} &= \approx \widehat{OC}^2 = \widehat{OG}^2, \end{aligned}$$

on obtient :

$$P = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \widehat{OG}.$$

Avec $\widehat{OG} = e =$ étendue de l'engrènement = arc d'engrènement :

$$P = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) e.$$

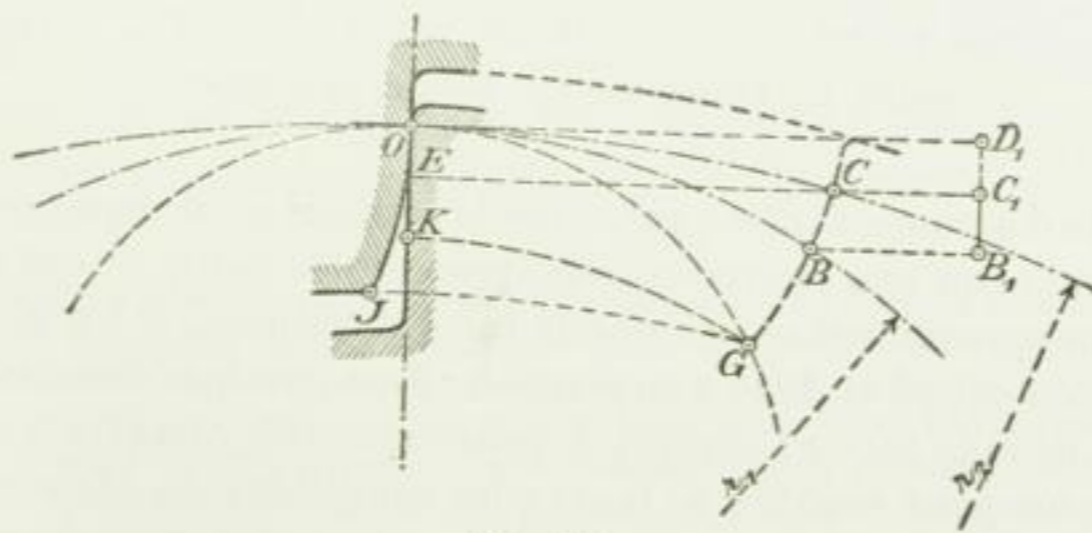


Fig. 151.

Pour une denture intérieure, figure 151, on a, d'une manière analogue :

¹ Dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, pages 1114 et suivantes, Kohn donne une méthode plus générale pour déterminer cette perte.

$$P = \mu \frac{\widehat{OJ} - \widehat{OK}}{\widehat{OG}} = \mu \frac{\widehat{GC} - \widehat{GB}}{\widehat{OG}} = \mu \frac{\widehat{BC}}{\widehat{OG}} = \mu \frac{\overline{B_1 C_1}}{\widehat{OG}} = \mu \frac{\overline{B_1 D_1} - \overline{C_1 D_1}}{\widehat{OG}}.$$

avec :

$$2 r_2 \cdot \overline{C_1 D_1} = \varepsilon \overline{EC}^2 = \varepsilon \widehat{OG}^2, \text{ ou } \overline{C_1 D_1} = \varepsilon \frac{\widehat{OG}^2}{2 r_2}$$

$$2 r_1 \cdot \overline{B_1 D_1} = \varepsilon \widehat{OG}^2 \quad \gg \quad \overline{B_1 D_1} = \varepsilon \frac{\widehat{OG}^2}{2 r_1}$$

on obtient :

$$P = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \widehat{OG} = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) e.$$

D'où l'on tire, pour la denture à flancs droits, la formule générale :

$$P = \frac{1}{2} \mu \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right) e. \tag{228}$$

dans laquelle le signe supérieur s'applique à une denture extérieure tandis que le signe inférieur s'applique à une denture intérieure.

Si, maintenant, on pose $e = \varphi t$, égalité dans laquelle φ exprime la durée d'engrènement ; si, d'autre part, n_1 et n_2 indiquent les nombres des dents des deux roues, on obtient :

$$2 \pi r_1 = n_1 t, \quad 2 \pi r_2 = n_2 t,$$

$$r_1 = \frac{n_1 t}{2 \pi}, \quad r_2 = \frac{n_2 t}{2 \pi},$$

$$P = \pi \mu \left(\frac{1}{n_1} \pm \frac{1}{n_2} \right) \varphi \tag{229}$$

Cette formule peut aussi être employée par approximation quand l'engrènement a lieu des deux côtés de la ligne des centres ; elle s'applique aussi, avec une exactitude suffisante, aux dentures cycloïdales et en développante.

On peut admettre que le coefficient de frottement est situé entre les limites 0,1 à 0,3, suivant la nature des surfaces des flancs de dents. Pour les roues non taillées on peut compter 0,3 et même plus ; tandis que la valeur de ce coefficient peut très bien descendre au-dessous de 0,1 pour les dents de roues bien polies par l'usage.

f. ROUES DE FORCE, ROUES DE TRAVAIL. POINTS DE VUE AUXQUELS IL CONVIENT DE SE PLACER POUR LE CHOIX DE LA FORME DES DENTS.

Abstraction faite des roues dentées qui, dans la transmission du mouvement d'un arbre à l'autre, n'ont à vaincre qu'une résistance relativement très petite, et ont ainsi à transmettre en première ligne un mouvement et en seconde ligne des forces, il y a lieu de distinguer, à cause des nécessités du calcul et de la construction, deux groupes de roues dentées.

Les roues d'un groupe servent surtout à transmettre des forces avec une faible vitesse circonférentielle ou un petit nombre de tours ; les conditions de résistance règlent seules les dimensions de leurs dents. Ce groupe est représenté par les roues de treuils à main, de grues, etc., sous la réserve que la vitesse de ces roues reste au-dessous d'une certaine limite.

Les roues du second groupe servent à transmettre des quantités plus ou moins grandes de travail mécanique, en tournant, ordinairement, avec une grande vitesse à la circonférence ou en faisant un grand nombre de tours. Dans ce cas, on doit, bien entendu, satisfaire

l'engrènement soit moins bon ¹ (Roues de locomotives à crémaillères, de laminoirs, etc.). Cela n'a pas lieu avec la denture en cycloïde. Pour les roues qui s'usent beaucoup en travaillant, cet avantage n'existe *qu'au* moment du montage, parce que la forme de développante disparaît bientôt pour faire place à une autre forme dont le caractère se rapproche de celui de la cycloïde. La partie gauche de la figure 152 montre, à titre d'exemple, une dent en bois dont les flancs avaient primitivement la forme de développantes et que l'auteur a relevée, à quatre reprises, sur une machine à vapeur normalement chargée. Le flanc gauche, qui n'a pas travaillé, a conservé sa forme, le flanc droit, qui a travaillé avec les dents en fonte, a complètement perdu la forme de développante et s'est rapproché de la forme de cycloïde. Les tracés de courbes juxtaposés à droite donnent les profils résultant de l'usure des trois autres dents. La *douceur de marche de pareilles roues en développante n'est donc pas*, comme on l'admet quelquefois, *indépendante de l'usure des coussinets*.

Pour une même division du cercle primitif, la dent en développante a ordinairement une racine plus forte que celle de la dent en cycloïde, aussi la première présente-t-elle plus de résistance que la seconde à un moment travaillant à produire une rupture. Cette circonstance est avantageuse quand la division est déterminée par la résistance, c'est-à-dire avec les roues de transmission dont les dimensions de dents sont déterminées par les effets des forces vives. Avec les roues de transmission pour lesquelles les dimensions des dents sont, en prévision de l'usure, plus grandes que l'exigent les lois de la résistance, cet avantage n'existe plus.

Toutes conditions égales, l'usure des dents augmente avec le travail mécanique qu'il faut employer pour vaincre le frottement de ces dents ; il augmente aussi avec la pression relative produite au point de contact de deux dents et diminue quand on augmente la grandeur des surfaces frottantes sur lesquelles se répartit la pression des dents.

Figurons-nous deux paires de roues, l'une avec une denture en cycloïde, l'autre avec une denture en développante et travaillant toutes deux dans les mêmes conditions, la pression normale de la dernière paire étant égale à la pression normale moyenne de la première ; et le travail de frottement étant aussi égal pour les deux paires de roues. Si l'on fait abstraction de la denture intérieure et du cas où le diamètre du cercle roulant est plus grand que le rayon du cercle primitif, le contact se produit, avec la denture cycloïdale, entre l'hypocycloïde concave pouvant tout au plus se transformer en droite, et l'épicycloïde bombée ou convexe ; avec la denture en développante le contact a lieu entre deux développantes convexes. Il se produit en outre une compression élastique de la matière, ayant pour effet de transformer la ligne primitive de contact en surface de contact qui, dans le cas de la figure 153 (convexité sur concavité), est plus large que dans celui de la figure 154 (convexité sur convexité), c'est-à-dire que x est plus grand que y , ce qui donne lieu à un maxi-



Fig. 153.

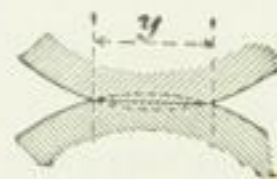


Fig. 154.

imum de pression, sur la surface de contact, moindre dans le premier cas que dans le second. Cette cause doit rendre l'usure des dents en développante plus grande que celle des dents en cycloïde et l'on peut aussi conclure de là que, pour une même durée prévue de denture et

¹ Voir p. 210.

les autres conditions restant les mêmes, les dernières de ces dents permettent de transmettre une plus grande force que les premières. On a très souvent perdu de vue cette particularité dans la construction des roues en développante pour transmissions ; assez fréquemment même on a chargé encore plus fortement les dents de ces roues parce que leur résistance à la racine paraît plus grande que celle des dents en cycloïde. Il en est résulté une usure plus rapide et plus irrégulière des flancs de dents, usure qui a dû encore être augmentée par la petitesse relative de l'étendue CO (fig. 149, p. 210), dans le sens de la longueur de la dent, de la petite surface sur laquelle se répartit l'usure pendant le passage de la surface de longueur OF .

L'oubli de cette circonstance a été en grande partie la cause de la mauvaise réputation faite à la denture en développante appliquée aux transmissions. Si l'on tient compte de cette particularité, les dents à flancs en développante doivent au moins recevoir une largeur plus grande ; il en résulte que les roues en développante sont plus lourdes et plus chères que les roues en cycloïde, à valeur égale sous d'autres rapports.

En résumant ce qui précède, on est conduit à donner la préférence à la denture en cycloïde pour les roues de travail en général.

Une marche paisible exige des cercles roulants aussi grands que possible ; il en est de même des prévisions d'usure, car celle-ci devient d'autant moindre qu'il y a plus de dents en prise. D'autre part l'usure augmente quand le contact de convexité à concavité, fig. 153, se transforme en contact de convexité à convexité (fig. 154). Pour cette raison, il ne faut pas que le diamètre du cercle roulant soit supérieur au rayon du cercle primitif.

Les dentures représentées figures 142 et 143, pages 206 et 207, n'entrent en ligne de compte que pour des treuils roulants ou des constructions destinés à des usages analogues.

2. Calcul des dents.

Dans les calculs ci-après nous désignerons par :

- r le rayon du cercle primitif,
- t le pas,
- b la largeur de la dent $= \psi p$,
- l la longueur de la dent, ordinairement $= 0,7 t$,
- s l'épaisseur de la dent, mesurée sur le cercle primitif,
- P la pression sur la dent déterminée par le moment de torsion à transmettre et qui est égal à Pr ,
- n le nombre de tours de la roue par minute,
- N le nombre de chevaux de force à transmettre.

a. ROUES DE FORCE.

Comme nous l'avons expliqué page 212, nous désignerons sous ce nom des roues appliquées de préférence à transmettre des forces avec une faible vitesse circonférentielle ou un petit nombre de tours et dont les dimensions de dents semblent exclusivement calculées au point de vue de la résistance.

Si l'on admet que la pression P de la dent (fig. 133, p. 201) s'exerce à l'angle A (B) où elle agit tangentiellement, on a, pour la section de rupture probable DG , le moment flé-

chissant $Pl \cos \varphi$ et par suite, avec le degré d'exactitude résultant de ce que la dent peut être considérée comme un prisme de hauteur b et de section rectangulaire lx ,

$$Pl \cos \varphi = \tau_f \frac{1}{6} \frac{l}{\sin \varphi} x^2,$$

$$\tau_f = \frac{3 P \sin 2 \varphi}{x^2}.$$

L'effort de flexion τ_f atteint, d'après cela, son maximum de valeur pour $\varphi = 45^\circ$. Cette valeur s'élève à :

$$\tau_f = \frac{3 P}{x^2}.$$

Si la force P agit sur la couronne de dents dans le plan médian de la roue, ce qui a lieu si les flancs des dents sont en contact sur toute la largeur de ces dernières, on trouve d'après :

$$Pl = \tau_f \frac{1}{6} b x^2$$

que l'effort maximum de flexion à la racine de la dent est :

$$\tau_f = \frac{6 Pl}{b x^2}.$$

Les deux efforts acquièrent la même valeur pour :

$$\frac{3 P}{x^2} = \frac{6 Pl}{b x^2},$$

$$b = 2 l = 1,4 t.$$

C'est-à-dire que si l'épaisseur de la dent doit présenter la même sécurité dans les deux cas, sa largeur doit être égale au double de sa longueur. Avec une plus grande largeur le danger de rupture de l'angle deviendrait prépondérant. Si, cependant, on tient compte de ce que la supposition d'une action de la force P , sur l'angle extérieur, a d'autant moins de chances de se justifier, lorsque le travail est exécuté avec quelque soin, que l'on admet seulement le maximum de charge lorsque les roues se sont rodées en fonctionnant ensemble pendant quelque temps, une valeur de b supérieure à $2 l = 1,4 t$ correspondra, en réalité, à l'égalité des efforts. En supposant des conditions moyennes et avec $l = 0,7 t$ nous estimons cette valeur à $2 t$ de façon qu'une élévation de b au-dessus de $2 t$ n'apporterait aucun accroissement à la sécurité contre la rupture — en supposant que P agisse d'un seul côté — attendu qu'alors, en adoptant $b > 2 t$ la dent pourrait se briser sous l'action d'un effort agissant d'un seul côté, entre B et G sur un angle — et non, en réalité, sur toute la largeur b .

En raison de ce résultat, on peut seulement prendre la formule de flexion :

$$Pl = \frac{1}{6} k_f b x^2 \quad (230)$$

pour point de départ du calcul. Avec :

$$l = \alpha t, \quad x = \beta t,$$

on a :

$$P = \frac{1}{6} \frac{\beta^2}{\alpha} k_f b t,$$

et en supposant que l'on ait posé :

$$k = \frac{1}{6} \frac{\beta^2}{\alpha} k_f \quad (231)$$

$$P = k b t \quad (232)$$

L'introduction de $\alpha = 0,7$ et $\beta = 0,5$ à $0,55$ conduit à :

$$k = 0,06 k_f \text{ jusqu'à } 0,07 k_f \quad (233)$$

Pour la fonte on a, en supposant le mode de charge b (pages 38, 39 et suivantes) et quand on calcule avec la valeur moyenne $k_f = 300$, en nombre rond :

$$k = 18 \text{ à } 21.$$

Il convient donc d'introduire, dans la formule 232, pour les dents en fonte, le coefficient k avec la valeur de 18 à 21. Si l'on emploie ce dernier nombre, il faut, d'après ce qui a été expliqué ci-dessus, tenir compte en même temps de la condition $b \leq 2t$. Si, pour des raisons spéciales, on se décide pour une largeur plus grande, on doit toujours, en se servant de la formule 232, observer la condition :

$$k \leq 21 \frac{2t}{b} \text{ pour } b \geq 2t \quad (234)$$

D'après cela il ne faudrait pas introduire dans la formule 232, par exemple, pour une roue qui doit avoir $b = 3t$, le coefficient k avec une valeur qui dépasserait :

$$21 \frac{2t}{3t} = 14$$

si la fatigue de la matière, dans le cas où la pression ne s'exercerait que sur un côté de la dent, doit rester comprise entre les limites tracées.

Si le mode de charge des dents s'écarte du mode de travail b (pages 38 et 39) en se rapprochant du mode de travail a , on peut prendre k_f plus élevé. Tel est le cas, par exemple, pour les treuils qui fonctionnent à longs intervalles et rarement à pleine charge. Dans ce cas on peut, en moyenne, porter k_f à 400 et, par conséquent, poser $k = 24$ à 28. On pourrait même élever quelquefois encore plus ces coefficients pour la fonte, conformément aux remarques de la page 41. On doit observer, d'autre part, que le pas des dents de treuils descend rarement au-dessous de 2,5 cm, car un pas très petit n'offre pas assez de sécurité dans le cas d'accidents comme il peut facilement s'en produire (manivelle entraînée à rebours, etc.). Si l'on n'a pas à compter sur de telles éventualités, il n'y a pas de raison pour conserver la limite indiquée ou une limite analogue.

Quand $x = \beta t$ diffère notablement de la valeur admise 0,5 à 0,55 t , il faut tenir compte de ce fait en déterminant k d'après la formule 231, ou revenir à la formule 230. Il en serait de même si l s'écartait notablement de 0,7 t .

Le fait qu'une seconde dent, fig. 133, p. 201, est en prise quand la ligne de flanc, passant par la tête de dent B, se trouve en contact, ne peut généralement entrer en ligne de compte avec une précision suffisante, tout en donnant communément lieu à un accroissement de sécurité. On peut, dans certains cas particuliers, être amené à prendre en considération l'engrènement simultané de la seconde dent; mais il faut certainement tenir compte alors des conditions toutes particulières de ces cas exceptionnels.

S'il s'agit d'une autre matière que la fonte, on doit recourir à la formule 230 et adopter pour k_f une valeur correspondant aux indications données en E, pages 37 et suivantes (dents des élévateurs à crémaillère, des locomotives à crémaillère¹⁾, etc. Dans des

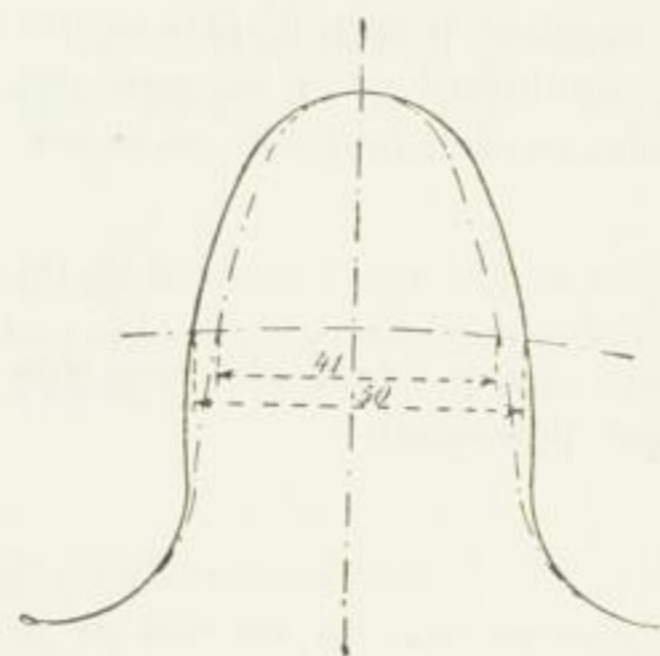
¹ Les locomotives du chemin de fer *Vitznau-Righi* offrent un exemple très instructif de roues de ce genre, surtout si l'on considère que cette ligne est en service pratique depuis vingt ans (*E. Strub Schweizerische Bauzeitung*, 1890, tome 16, p. 129 et suivantes).

Les roues motrices qui engrènent dans la crémaillère étaient, à l'origine, en fer forgé; comme leurs dents s'usaient rapidement, on les a remplacées par des roues en acier fondu au creuset et forgé, avec lequel on a obtenu une ténacité de 7000 kg, avec une extension de 18%. Une roue employée à titre

cas de ce genre, il convient aussi de prendre en considération les conditions mentionnées dans le précédent paragraphe, au sujet de P et de son bras de levier.

Si le moment de torsion à transmettre est donné, on doit se servir de la formule 237, en tenant compte de ce qui a été dit à la fin de l'article.

d'essai, en fer forgé avec des dents enchâssées (trempées) a duré moins longtemps que les roues d'acier. Les dimensions principales sont : nombre de dents 20, pas 100 mm, diamètre du cercle primitif 636,6 mm, largeur des dents 100 mm, réduits à 90 mm à l'extrémité des dents, épaisseur des dents 50 mm, pied des dents 40 mm, tête des dents 35 mm. Le contour des dents (auquel une développante sert de base), est indiqué par le trait plein de la figure 155. A l'origine, le profil de l'extrémité ou de la tête des dents était limité, comme à l'ordinaire, par une ligne droite, à laquelle on a substitué plus tard la forme arrondie que montre la figure 155 afin de ménager les dents de la crémaillère.



En service, le maximum de pression de la dent atteint 6800 kg, ce qui revient, d'après la formule 232, c'est-à-dire :

$$6800 = k \cdot 10 \cdot 10,$$

à la valeur :

$$k = 68.$$

En 9 ou 10 ans, correspondant à un nombre de 25 200 à 28000 kilomètres, la dent s'est réduite, par suite de l'usure, de 50 à 40 ou 41 mm d'épaisseur, comme la ligne pointillée l'indi-

que sur la figure 155. On a, au bout de ce temps, retourné l'essieu pour pouvoir mettre aussi en prise les autres flancs des dents. Même avec l'acier fondu au creuset, il se produit plutôt un écrasement qu'une usure de la matière. Par suite des courbures de la voie à gauche ou à droite les flancs des dents présentent vers les côtés de la roue dentée une usure de 1,5 mm plus grande qu'au milieu.

Le travail kf , à la flexion, des dents usées s'obtient avec le maximum de pression en prenant pour base, dans le calcul, pour cette dent, un bras de levier de 60 mm, avec une hauteur de 48 mm pour la section de rupture, et en supposant en outre qu'une seule dent participe à la transmission de la force, au moyen de la formule :

$$6800 \cdot 6 = \frac{1}{6} kf \cdot 10 \cdot 4,8^2$$

qui conduit à :

$$kf = \approx 1060 \text{ kg.}$$

Les roues intermédiaires, en acier fondu, placées sur le même arbre, ont chacune 43 dents pour 684 mm de diamètre, 50 mm de pas, 150 mm de largeur, 24 mm d'épaisseur et 34 mm de longueur des dents (forme en développante). Comme la plus forte pression sur une dent atteint :

$$\frac{1}{2} 6800 \frac{636,6}{684} = 3164 \text{ kg.}$$

on tire (égalité 232) de :

$$3164 = k \cdot 15 \cdot 5 \\ k = 42,2 \text{ kg.}$$

Les roues motrices qui engrènent avec les précédentes et ont 14 dents pour 222,7 mm de diamètre étaient aussi, primitivement, en acier fondu ; mais comme elles se rongeaient fréquemment au flanc de leurs dents, on les a remplacées, pendant l'hiver de 1882 à 1883, par des roues en bronze qui travaillent d'une manière très satisfaisante. Les flancs des dents restent constamment lisses et ceux des dents des grandes roues ne s'usent presque pas. En 7 ou 8 ans, on a observé une usure de 4 à 5 mm et les roues ont alors été remplacées. Depuis 1887, 4 locomotives fonctionnent avec des roues en métal delta pour lesquelles on compte sur une durée de 10 ans.

Le travail à la flexion kf des dents usées des roues motrices résulte, pour un effort maximum de 3164 kg, agissant sur un bras de levier de 2,8 cm, avec une section de rupture ayant une hauteur de 2,2 cm, de :

$$3164 \cdot 2,8 = \frac{1}{6} kf \cdot 15 \cdot 2,2^2$$

qui donne :

$$kf = 733 \text{ kg.}$$

ce qui est certainement un peu fort pour du bronze, mais est très admissible pour du métal delta.

b. ROUES DE TRAVAIL.

Après ce qui a été dit à la page 212, il suffit de noter que sous cette dénomination sont comprises des roues ayant à transmettre des quantités plus ou moins grandes de travail mécanique, et dont les vitesses à la circonférence ou les nombres de tours sont ordinairement considérables. C'est à cette classe qu'appartiennent les roues de transmission proprement dites.

Aux nécessités de *résistance*, les seules considérées à l'article *a*, s'ajoutent ici deux nouvelles conditions :

- 1° la *pression* sur les surfaces, glissant l'une sur l'autre, de deux dents en contact, et
- 2° le travail de *frottement des dents*,

qui tous deux produisent un échauffement des dents avec usure de leurs flancs et ne doivent d'ailleurs pas dépasser une certaine valeur dépendant des conditions du travail. A la connaissance de l'auteur la première de ces conditions a été déterminée nettement et pour la première fois par *Kankelwitz*, qui l'a placée au premier rang dans le calcul des dents et, en admettant que la surface de contact est proportionnelle au pas et à la largeur de la dent, a exprimé la pression au moyen de l'égalité :

$$P = k_1 b t,$$

dans laquelle k_1 est un coefficient résultant de l'expérience. Cette égalité a exactement la forme de celle n° 232 que l'on peut, par conséquent, conserver pour les roues de travail, bien que les coefficients k aient alors, en général, une autre signification que pour les roues de force. Tandis que, pour ces dernières, la valeur de k est mise en évidence par l'égalité 231, sa valeur pour les roues de travail, si l'on tient compte en même temps de la seconde condition, c'est-à-dire de la plus importante de celles qui ont été indiquées, dépendra de plusieurs circonstances, entre autres du nombre d'engrèvements que doit subir une seule et même dent, avant que l'on doive s'attendre à une usure assez rapide pour mettre les dents hors de service ou produire, en marche, des échauffements inadmissibles.

Si l'usure admissible ne doit se produire qu'au bout d'un certain temps, on doit prendre k d'autant plus petit que le nombre de tours de la roue est plus grand, et qu'elle fonctionne, dans une année, pendant un plus grand nombre d'heures, que les diverses influences auxquelles la roue est exposée tendent à augmenter davantage l'usure, que la matière des dents présente moins de résistance à cette dernière, que le frottement contribue davantage à l'usure, que la force transmise est moins régulière et que la durée de l'engrèment est moins longue ($\varphi = \frac{\text{arc d'engrèment}}{\text{pas}}$), etc.

Il est impossible de tenir un compte exact de chacune de ces influences ou circonstances, on doit donc laisser une ample latitude au jugement du constructeur, tout en s'appuyant sur les données suivantes :

Pour des roues normales de travail (roues de transmission) à denture cycloïdale, avec un nombre de tours de la roue type allant jusqu'à $n = 250$, en nombre rond, on peut prendre pour fonte sur fonte (en tenant compte de l'usure et l'échauffement) :

$$k = 20 - \sqrt{n} \quad (235)$$

d'où :

pour $n = 16$	36	64	100	144	196	256
$k = 16$	14	12	10	8	6	4,

et aux cinq premières de ces valeurs correspond, d'après la relation 234, un maximum admissible de largeur de dent de :

$$2,6t \quad 3t \quad 3,5t \quad 4,2t \quad 5,25t,$$

si le travail de la matière à la flexion, lorsque les dents portent d'un seul côté, doit rester dans les limites tracées.

Avec bois sur fonte on emploie pour k environ 0,4 à 0,5 de ces valeurs, savoir : 0,4 pour de petits et 0,5 pour de grands nombres de tours ; de façon, par exemple, à avoir :

pour	$n =$	36	64	144	256
	$k =$	$14 \cdot 0,4 = 5,6$	$12 \cdot 0,4 = 4,8$	$8 \cdot 0,45 = 3,6$	$4 \cdot 0,5 = 2.$

On peut dépasser notablement ces valeurs, ainsi que celles résultant de la formule 235, quand l'arc d'engrènement excède deux pas et, par suite, quand la durée d'engrènement dépasse le nombre 2, ce qui permet de compter avec certitude sur le contact (ou travail) simultané de deux paires de flancs de dents pour le moins. Plus est grand le nombre des paires de flancs qui participent à la transmission de la force, c'est-à-dire plus est grande la durée effective de l'engrènement, plus la construction est soignée ainsi que le montage et la surveillance de l'installation considérée, plus on peut donner de valeur à k dans le calcul — toutes conditions égales d'ailleurs —. Dans des conditions comme celles qui viennent d'être indiquées on trouve des installations donnant de bons résultats et pour lesquelles les valeurs de k , pour bois sur fer, ont subi des majorations allant jusqu'à 100 %, en admettant que l'on ait pris pour base de la détermination de k la charge en plein travail qui, d'ailleurs, n'agit pas d'une façon durable mais seulement pendant peu de temps, dans la plupart des cas ¹.

L'incertitude résultant, d'après ce qui précède, de la valeur à adopter pour k^2 , est

¹ L'auteur doit à des personnes dignes de confiance les données suivantes :

1 paire de roues d'angle, bois sur fer, de 3200 mm et 800 mm de diamètre au cercle primitif, 120 et 30 dents (des conditions locales imposaient ce petit nombre de dents), largeur 280 et 310 mm, 40 et 160 tours à la minute, fonctionne en pleine charge avec un coefficient k largement = 10. Cet engrènement, bien étudié, est de construction soignée ; il est bien surveillé et graissé. Il se produit une forte élévation de température qui se transmet, par le moyeu, à l'arbre et même au palier.

1 seconde paire de roues, bois sur fer 3600 et 900 mm de diamètre au cercle primitif, 144 et 36 dents, 250 mm de largeur de dents, 40 et 160 tours par minute, marche en pleine charge avec $k = 9,7$, d'une manière satisfaisante et n'a même donné lieu, pendant un service de 5 ans, qu'à une usure relativement peu importante. Il est vrai que cet engrènement est parfaitement entretenu ; il fonctionne sur une machine à défibrer le bois. Ici k est calculé pour le diamètre moyen des roues (voir le calcul de la paire de roues d'angle *ef*, fig. 189, pages 259 et suivantes).

Quoi qu'il en soit, l'auteur ne pourrait aucunement conseiller de pousser aussi loin la charge des dents, à moins de nécessité urgente.

² *Stribeck* s'est efforcé de diminuer cette incertitude en publiant, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 1182 à 1187, son travail sur le « Calcul des roues dentées ». Parmi les exemples cités à la page 1187 de cette publication les deux paires de roues mentionnées dans la note ci-dessus sont les objets d'une étude approfondie. Pour déterminer la largeur des dents, *Stribeck* part du travail de frottement considéré comme la cause de l'usure et de l'échauffement des dents, absolument comme on a coutume de faire, depuis longtemps, pour le calcul des tourillons. Le pas est déterminé par les conditions de résistance. Le mode d'opération est exposé brièvement ci-après.

Pas de la denture t. Des considérations et explications exposées p. 115 et suivantes, il résulte que la largeur des dents exerce seulement une influence sur la sécurité au point de vue de la rupture, jusqu'à $b : t$ à peu près égal à 2 et que, pour les valeurs plus grandes de $b : t$, qui se présentent le plus souvent pour les roues de travail, on peut poser :

$$P = k' t^2 \quad (I)$$

ce qui, pour des dents en fonte, donnerait conformément aux formules 232 et 234, c'est-à-dire avec $b = 2t$, $P = 21 \cdot 2 t^2 = 42 t^2$, valeur qui correspond à $k' = 42$.

Stribeck pose, pour des dents en fonte :

$$k' = 40 \text{ avec } b \geq 2t \text{ et, dans des circonstances favorables, il va même jusqu'à } k' = 48 \text{ avec } b \geq 2,4t;$$

215

analogue à celle qui se présente dans le calcul des tourillons, au sujet de la valeur T_l et de c dans les formules 370 et 372, 377 et 379, etc.

Les roues à denture en développante doivent être chargées un peu moins (voir pages 213 et 214 les explications relatives à ces roues).

pour des dents en charme ayant, en nombre rond, une épaisseur de $0,6t$:

$$k' = 24 \text{ avec } b \geq 2,4t \text{ et même } k' = 30 \text{ avec } b \geq 3t.$$

Largeur de dent b. On doit exiger que le travail de frottement produit en moyenne sur 1 cmq de surface de glissement d'une dent de la plus petite des roues, pendant l'unité de temps, ne dépasse pas une certaine valeur, de façon qu'il ne se produise pas d'élévation inadmissible de température. La réflexion et le calcul (voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 1183) conduisent *Stribeck* à ce résultat que l'on satisfait à la condition énoncée de la manière suivante : le produit de la pression moyenne

sur 1 cm de largeur d'une dent, c'est-à-dire $\frac{P}{\varphi b}$ (où φ désigne la durée d'engrènement), par le nombre de tours n_1 de la petite roue, ne doit pas dépasser une certaine valeur c , dépendant du coefficient de frottement μ , c'est-à-dire que :

$$\frac{P}{\varphi b} n_1 \leq \frac{\text{const.}}{\mu} = c \quad (\text{II})$$

(Pour des tourillons, la loi correspondante exprime sous la forme $\frac{P}{l} \cdot n \leq c$ (rapport 372) : que la pression moyenne sur 1 cm de longueur de tourillon, multipliée par le nombre de tours, doit donner une valeur inférieure à celle de c , qui dépend aussi du coefficient de frottement).

L'importance du rapport II — nous suivons l'exposé de *Stribeck* — consiste principalement en ce qu'il indique jusqu'à quel point on peut réduire la largeur des dents, quand les circonstances l'exigent. Il fournit, avec le signe d'égalité, des valeurs limites inférieures.

En général, il ne se prête cependant pas au calcul de la largeur des dents, parce que les dents mesurées d'après lui s'useraient aussi fortement, toutes conditions égales d'ailleurs, si petite ou grande que fût leur épaisseur ; or, des dents épaisses subissent une plus forte usure que des dents minces. Si l'on admet que l'usure admissible soit proportionnelle à l'épaisseur des dents, il faut, à la place de c , poser qt , ce qui donne :

$$\frac{P n_1}{\varphi b t} = t \quad (\text{III})$$

Comme le montre la valeur approchée :

$$\varphi = \beta \sqrt{\frac{\nu_1}{1 + \varepsilon}} \quad (\text{IV})$$

φ dépend du nombre de dents ν_1 de la plus petite roue et du rapport d'engrènement $\varepsilon = \frac{\nu_1}{\nu_2}$, en admettant que ν_2 désigne le nombre des dents de la grande roue.

La valeur β semble dépendre du rapport entre les diamètres d_1 et d_2 des cercles de roulement et ceux D_1 et D_2 des cercles primitifs.

Pour :

$$\frac{d_1}{D_1} = \frac{d_2}{D_2} = 0,5 \quad 0,4 \quad 0,3 \quad 0,2$$

on a :

$$\beta = 0,51 \quad 0,475 \quad 0,43 \quad 0,37$$

Marche du calcul. Il est commode de prendre pour point de départ la durée d'engrènement φ , en s'appuyant sur :

$$\varphi = 0,1 \sqrt{n_1} + 1,6 \text{ à } 0,1 \sqrt{n_1} + 2$$

égalité dans laquelle on doit poser 1,6 pour les faibles efforts et 2 pour les grands. Avec $\beta = 0,475$, ce qui correspond à $\frac{d_1}{D_1} = \frac{d_2}{D_2} = 0,4$, on obtient :

$$\nu_1 = \left(\frac{\varphi}{\beta} \right)^2 (1 + \varepsilon).$$

Le pas t se détermine maintenant d'après la formule I, en observant que :

$$P = \frac{2 \pi M_1}{\nu_1 t} = \frac{450\,000}{\nu_1 t} \cdot \frac{N}{n_1}$$

9

Pour les couronnes dentées de roues hydrauliques, arrosées par des jaillissements d'eau qui favorisent l'oxydation des flancs de dents et apportent, le plus souvent, sur ces flancs, de fines particules de sable qui agissent comme de l'émeri, il ne faut jamais prendre k supérieur à 12 ; quand on le peut, il ne faut pas dépasser 10 et, même alors, il se

Pour trouver la largeur b des dents, on se sert de la formule III. Si l'on y remplace P par $k' t^2$, on obtient :

$$\frac{b}{t} = \frac{k'}{q} \cdot \frac{n_1}{\varphi} \tag{IIIa}$$

Pour des dents en fonte on trouve, avec $q = q_f$, $k' = 40$ et si l'on pose $\frac{k'}{q} = \frac{40}{q_f} = \frac{1}{q_1}$

$$\frac{b}{t} = \frac{n_1}{q_1 \varphi}, \text{ à la condition d'avoir toujours } \frac{b}{t} \geq 3,$$

$k' = 48$ donne :

$$\frac{b}{t} = 1,2 \frac{n_1}{q_1 \varphi}, \text{ » » » } \frac{b}{t} \geq 2,4.$$

Pour des dents en bois on a, avec $q = q_b = 0,5 q_f = 20 q_1$ et avec n comme nombre de tours de la roue à dents de bois :

pour $k' = 24$ $\frac{b}{t} = 1,2 \frac{n}{q_1 \varphi}$, toujours avec $\frac{b}{t} \geq 2,4$;

» $k' = 30$ $\frac{b}{t} = 1,5 \frac{n}{q_1 \varphi}$, » » $\frac{b}{t} \geq 3$.

Quantités q_1 et c. Ces deux valeurs dépendent du coefficient de frottement ; on admettra que ce coefficient augmente avec la pression, d'autant plus que cette dernière acquiert des valeurs élevées sur les roues dentées. La pression est proportionnelle à $\frac{P}{\varphi b}$, et dépend de la précision du contact des flancs de dents. La formule III sous la forme $\frac{P}{\varphi b} = \frac{t}{n_1} q$ montre donc que la pression devient plus grande quand le pas augmente et quand le nombre de tours diminue. Avec ces changements de t et de n_1 , il doit, par conséquent, se produire une diminution de q_1 . Le pas doit avoir moins d'influence que le nombre de tours, parce que le diamètre des roues augmente avec le pas, ce qui rend le contact des dents plus intime.

Valeurs de q_1 .

Pas t cm	Nombre de tours par minute. (Avec fer sur fer on se base sur le nombre de tours de la petite roue, avec bois sur fer, on se base sur celui de la roue à dents de bois.)					
	30	60	90	120	150	180
2,5	7,1	9,6	11,6	13,3	14,6	15,7
5,0	5,6	7,8	9,5	10,8	11,8	12,7
7,5	4,5	6,6	8,2	9,4	10,3	11,0
10,0	4,0	6,0	7,5	6,6	9,4	10,0

Avec les valeurs ci-dessus de q_1 , il est suffisamment tenu compte de l'échauffement en marche, exprimé par la relation II.

Si l'on est obligé de s'en tenir aux valeurs limites, et par conséquent de se servir de la relation II, on peut, en supposant une surveillance attentive, adopter :

pour $n_1 = 90$ 120 150 180
 $c = 3330$ 3840 4200 4500
 ce qui correspond à $\frac{P}{\varphi b} = 37$ 32 28 25

produit le plus souvent une forte usure, ainsi que l'auteur a pu s'en convaincre par expérience. On doit donc éviter, autant qu'on le peut, d'exposer ces roues dentées aux jaillissements d'eau ¹.

Pour la roue droite engrenant sur un volant denté, les irrégularités périodiques qui fatiguent certaines dents plus que d'autres conduisent à prendre k un peu au-dessous de la valeur qui correspond à la formule 235, la réduction est d'environ 10 % dans les cas normaux.

Il est des roues dont les flancs de dents engrenent parfois, tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, ou subissent des chocs violents; ces roues sont principalement celles dont les dents sont exposées à l'influence de fortes variations des forces vives dans les masses conduites ou conductrices; on leur donne des dimensions aussi largement mesurées que le permettent les conditions locales auxquelles se joignent des considérations financières; premièrement à cause de la grande fatigue imposée aux dents par les actions dynamiques; secondement pour ralentir autant que possible, en réduisant l'usure, l'accroissement du jeu des dents qui contribue à augmenter la force des chocs.

C'est en partie pour ce motif que l'on trace les roues de transmission des moulins, avec bois sur fonte, en prenant $k = 2$ à 3, tandis qu'une roue normale de travail recevrait pour le même nombre de tours une charge correspondant à $k = 4$ à 4,5.

Pour apprécier l'action des chocs, il ne faut pas seulement tenir compte des masses qui les produisent, mais aussi de l'élasticité plus ou moins grande des pièces de la construction qui participent aux chocs, pendant la transmission, dans le voisinage des points choqués.

Si des roues travaillent jour et nuit, presque sans interruption, on doit naturellement adopter pour k une valeur moindre, en raison de la durée que l'on peut approximativement calculer pour le travail, et que l'on calcule de même, à conditions égales, pour des roues normales de travail fonctionnant seulement pendant une douzaine d'heures par jour. Les roues à dents épaisses peuvent se calculer comme celles à dents minces, en introduisant dans le calcul une plus grande valeur de k et en tenant compte de ce que ces roues peuvent, avant d'être mises hors de service, subir une plus forte usure; il faut toutefois qu'aucune raison ne s'oppose à ce mode de procéder.

Si la fonte paraît insuffisante pour constituer la matière des dents on doit recourir à l'acier de moulage, au fer ou à l'acier forgés, au bronze et particulièrement au bronze phosphoreux, au métal delta ou à d'autres alliages, en admettant d'ailleurs que l'on ne puisse éviter la transmission par roues dentées.

On trouvera pages 255 et 256 des renseignements sur la charge des roues en cuir non tanné.

Ce qui précède devrait suffire pour attirer l'attention sur les points d'après lesquels s'opère le choix de k .

Si l'on donne le nombre de chevaux de force à transmettre, le pas se détermine, en prenant pour bases les indications qui précèdent, de la manière suivante:

$$\begin{aligned} 75 N &= P \frac{2\pi r}{100} \frac{n}{60}, \quad 2\pi r = v t \\ P &= k b t = k \psi t^2, \\ &= 10 \sqrt[3]{\frac{450}{\psi v k} \frac{N}{n}} \end{aligned} \quad (236)$$

Si le moment M à transmettre est donné en kilogrammes-centimètres, on a:

$$M = Pr = k \psi t^2 \frac{v t}{2\pi}$$

¹ Voir le travail de l'auteur, déjà cité p. 194, sur les turbines et les roues hydrauliques verticales, particulièrement aux pages 165 et 166 dudit travail.

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi \nu k}} M \quad (237)$$

Si l'on veut choisir, pour le rayon de la roue, un nombre rationnel et commode, il est avantageux de prendre le pas t en rapport simple avec π ; ce qui résulte, *a priori*, de

$$r = \frac{\nu t}{2\pi}.$$

C. LARGEUR ET NOMBRE DES DENTS. RAPPORT DE TRANSMISSION. BOIS SUR FONTE.

A propos de la *largeur des dents*, c'est-à-dire de la grandeur de ψ dans $b = \psi t$, il est à remarquer que pour des roues de force $b = 2t$, pour des roues de transmission ordinaires $b = 2$ à $3t$ et pour des roues de transmission ayant à transmettre de grandes quantités de travail mécanique, comme par exemple les volants dentés de machines à vapeur, etc., b s'élève jusqu'à $5t$.

On n'adopte d'aussi grandes largeurs que pour réduire dans la mesure du possible la grandeur du pas. Moins le pas est grand, toutes les autres conditions restant égales, plus la marche de l'engrenage est tranquille. Cela tient à la grande durée de l'engrènement et à ce que, en admettant quelques défauts de division qui seraient proportionnelles au pas, une irrégularité de ce genre a d'autant moins d'influence sur la vitesse angulaire, le rayon restant le même, que le pas est plus petit.

Ordinairement on évite de prendre t supérieur à 80 mm, ce qui conduit, d'après la relation 234, à l'adoption de largeurs allant de $4,5t$ à $5t$. Si cela ne suffit pas, il faut admettre un pas plus grand; mais on doit toujours veiller à avoir des cercles de roulement assez grands pour les courbes cycliques, afin que la durée d'engrènement soit aussi grande que possible (voir p. 201, 204 et suivantes).

Il va sans dire que des dents aussi larges doivent être exécutées avec soin, de façon que l'on puisse compter sur un contact dans toute la largeur. Il existe des roues qui marchent bien et qui ont, en nombres ronds, 130 mm de pas et 600 mm de largeur. On emploie des roues encore plus larges dans certains cas particuliers et l'on trouvera, pages 232 et 233, la description d'une roue de 251 mm de pas et 900 mm de largeur (voir aussi p. 254).

En ce qui concerne le *nombre des dents*, il est de règle de ne pas lui donner, pour les roues de force, une valeur inférieure à 10 ou 11, mais on descend encore au-dessous de ces nombres, pour des cas particuliers; pour les roues de transmission, le minimum est d'environ 24 dents. Plus le nombre de dents est grand, plus la marche de l'engrenage a de douceur, par les raisons données plus haut en faveur de la petitesse du pas. On doit donc, en principe, adopter ν aussi grand qu'on peut le faire en tenant compte des frais de construction.

Dans la détermination de ν , on doit avoir égard au nombre des bras. Sur les roues à dents de bois et les roues en plusieurs pièces, le nombre des dents doit, le plus souvent, être un multiple du nombre des bras. Cela est aussi désirable, sans être absolument nécessaire, pour les autres roues d'engrenages.

Le *rapport de transmission qui existe entre deux roues* a aussi de l'influence sur le nombre ν .

Par suite des irrégularités que présentent ordinairement les engrenages, même quand ils ont été construits avec les plus grands soins, une paire de roue doit passer, au début de son fonctionnement, par la période de « mise au point ». Cette mise au point consiste dans une usure réciproque des flancs, suffisamment prolongée pour que l'engrènement se fasse

bien ; elle s'opère dans un minimum de temps quand ce sont toujours les mêmes flancs de dents qui portent les uns contre les autres. On peut conclure de là qu'en supposant une transmission de force régulière ou à peu près régulière, le meilleur rapport entre les roues est $1 : 1$; viennent ensuite les quotients $1 : 2$, $1 : 3$, $1 : 4$, $1 : 5$, etc., les rapports $2 : 3$, $2 : 5$, $2 : 7$, $2 : 9$, etc., sont moins favorables ; ceux de $3 : 4$, $3 : 5$, $3 : 7$, $4 : 7$, etc., le sont encore moins et, à ce point de vue, des nombres tels de $25 : 26$, $31 : 43$, $23 : 47$, etc., présentent les *rappports les plus défavorables*. Ils trouvent seulement leur place lorsque la mise au point n'est pas possible ou nécessaire et, par conséquent, on doit en général, les rejeter comme inadmissibles. La règle que l'on trouve encore quelquefois dans les livres, et d'après laquelle les nombres de dents doivent être premiers entre eux est, depuis longtemps déjà, rejetée par la pratique et par la théorie appuyée sur l'expérience.

Quand la pression sur les dents varie périodiquement, on ne doit pas perdre de vue, au sujet des rapports d'engrenages à adopter, les faits suivants qui ont aussi été observés, *depuis longtemps*, dans la pratique rationnelle.

Soit, sur la figure 156, PP_1P_2 la ligne polaire de la pression P des dents, qui doit être vaincue pendant la rotation de l'arbre O , de façon que, par exemple, le rayon vecteur OP représente la valeur P pour l'angle de rotation φ . Aux angles de rotation φ_1 et φ_2 correspondent des maximums OP_1 et OP_2 de la valeur P . Dans ce cas, les dents qui s'usent le plus sont celles de la roue B , situées au voisinage des points C_1 et C_2 du cercle primitif. Si maintenant nous adoptons pour les roues d'engrenage A et B le rapport $1 : 1$ il se trouve aussi, sur la première de ces roues, deux endroits où les flancs de dents s'usent principalement, tandis que les autres dents n'ont à subir qu'une fatigue très peu considérable. En supposant que ces deux roues soient de même matière, elles seront très promptement et presque simultanément hors de service.

Si l'on prend $A : B = 1 : 2$, le résultat est encore plus défavorable, parce qu'il n'y a constamment qu'un seul point de la roue A qui participe à l'usure. Il ne se produit point d'amélioration de cet état de choses avec des engrenages dont les rapports sont $1 : 3$, $1 : 4$, $1 : 5$, etc. Si l'on prend $A : B = 2 : 3$, l'usure de la roue A se produit surtout à 4 endroits ; la roue A , dans ce cas, résistera plus longtemps que la roue B , la matière des dents étant la même, bien que la première de ces roues soit la plus petite. Il se produit un effet analogue avec les rapports $2 : 5$, $2 : 7$, etc.

Ce qui précède suffira pour montrer de quelle manière l'irrégularité de la transmission de force influe sur le rapport d'un engrenage. En supposant que l'on ne puisse changer la tendance de la roue B , c'est-à-dire de celle d'où part l'irrégularité de pression sur les dents, à n'user principalement ses dents qu'en deux endroits, il convient d'adopter un rapport de roues tel que les dents soient obligées de s'user sur plusieurs points de la roue A . En tous cas il semble avantageux, pour obtenir une bonne mise au point, de ne pas aller jusqu'à choisir, pour ce rapport, des nombres premiers entre eux.

Il résulte encore de ce qui précède que, dans le cas de bois sur fonte, la roue qui donne lieu à des variations périodiques de la pression des dents ne doit, qu'elle soit la plus grande ou la plus petite, pas avoir ses dents en bois.

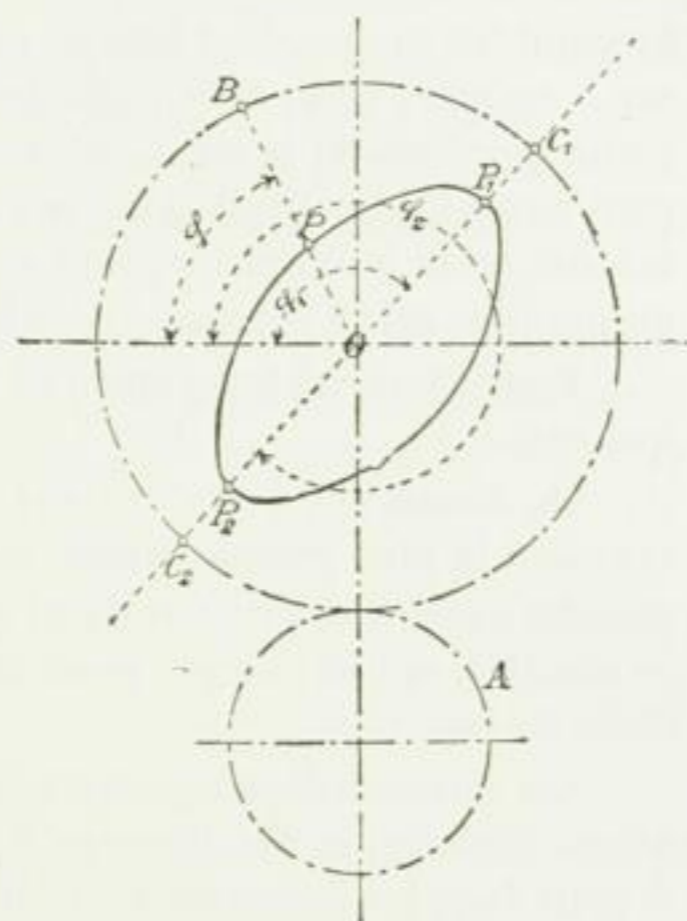


Fig. 156.

Les limites des rapports d'engrenages sont, pour les roues de force, environ 1 : 10, pour les roues de transmission faisant un petit nombre de tours, c'est-à-dire ayant une faible vitesse, la limite est 1 : 7 et, s'il se peut, on ne doit pas dépasser 1 : 6 (exemple : premier engrenage d'une roue hydraulique), il convient alors d'adopter un nombre minimum de 36 à 40 dents pour la petite roue ; avec un grand nombre de tours, il ne faut jamais dépasser 1 : 5 et, quand on le peut, on doit rester au-dessous de ce rapport (exemple : second engrenage d'une roue hydraulique). Le rapport d'un engrenage conduit par l'arbre à manivelle d'une machine à vapeur ne doit pas dépasser 1 : 3 ou 1 : 4, avec un nombre de dents minimum de 54 à 72.

Dans tous ces cas, on doit s'efforcer d'obtenir des nombres de dents aussi grands que possible et des cercles de roulement d'une grandeur suffisante.

Dans nombre de cas, il n'est pas possible de se conformer, pour des engrenages transformant un mouvement lent en mouvement rapide, à la règle qui prescrit de ne pas dépasser le rapport 1 : 4, cette règle doit quelquefois ne pas être suivie, même dans le cas de petits nombres de tours. C'est ainsi, par exemple, que d'après l'expérience de l'auteur, on peut encore, sans hésitation, monter de grandes roues hydrauliques, faisant 5 à 6 tours par minute, avec un engrenage de 240 et 40 dents de 80^{mm} de pas, environ, pour transmettre au premier arbre conduit une vitesse de 30 à 36 tours.

Pour savoir si une roue doit être dentée en bois ou en fonte, il convient d'observer ce qui suit :

On donne des dents en bois ou alluchons, à celle des deux roues d'un engrenage qui tourne à la plus grande vitesse ou fait le plus grand nombre de tours, en vue d'obtenir une marche aussi tranquille et aussi peu bruyante que possible, si toutefois on peut parvenir à ce résultat, et l'on compte pour cela sur l'élasticité supérieure du bois comparativement à celle du fer.

On arrive ordinairement au but que l'on s'efforçait d'atteindre, mais au prix d'une usure plus rapide des dents qu'il faut remplacer au bout d'un certain temps. Plus on prend k petit dans les formules 232, 236 et 237, plus la durée des alluchons est grande ; mais plus est grande aussi la dépense d'installation,

En ce qui concerne la vitesse ou le nombre de tours auxquels on peut arriver avec des dents en bois, on doit remarquer la variété de résultats que l'on obtient dans divers ateliers suivant la précision avec laquelle on est en état d'exécuter les roues. Certains établissements dont les produits sont ordinairement exécutés avec une extrême précision peuvent dépasser, dans l'emploi des roues dentées, les limites admises dans les usines qui travaillent avec moins de perfection. C'est ainsi, par exemple, que *Corliss* a transmis les 1400 chevaux de force de sa célèbre machine de l'exposition de Philadelphie, en 1876, au moyen d'engrenages fonte sur fonte tournant à des vitesses d'une grandeur exceptionnelle et dont la tranquillité de marche doit être devenue remarquable¹. Voici, d'après *Radinger*², les caractéristiques de ces roues dentées :

¹ Contrairement à cette supposition l'auteur qui, en 1893, a trouvé cette machine avec ses engrenages, servant de moteur dans l'usine Pullmann, près de Chicago, a constaté que la marche des roues dentées était extraordinairement saccadée ; le plancher d'alentour était agité de trépidations continuelles. D'après cette observation, il convient de recommander de bien réfléchir avant de donner à des roues, destinées à transmettre de grandes forces ou un grand travail mécanique, avec des nombres de tours considérables, des dentures travaillant fonte sur fonte.

² *Radinger, Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika*, Vienne 1878, p. 315.

Diamètre	9052 mm	3017 mm
Nombre de tours	36	108
Vitesse à la circonférence	17,06 m	17,06 m
Nombre de dents	216	72
Pas	131,6 mm	131,6 mm
Largeur	609 ,	609 ,

Par contre, beaucoup de constructeurs adoptent les dents en bois à 40 tours et même moins et à des vitesses circonférentielles atteignant le quart au plus de celle à laquelle tournent les roues en fonte de la machine *Corliss* ¹.

Doit-on ou non employer des dents en bois ? Cela dépend non seulement du genre de service auquel les dents sont soumises, mais aussi des diverses influences auxquelles elles sont exposées, de la perfection du montage et de la probabilité du maintien, dans sa position normale, de toute la transmission, des frais d'installation, etc. Il y a même, quelquefois, à considérer le goût du client pour le compte duquel les roues seront construites.

De tout cela résulte qu'il est impossible d'établir une règle générale indiquant à partir de quel moment l'emploi des dents de bois se justifie.

Il est de règle que la plus grande des deux roues qui travaillent ensemble reçoive des dents en bois, sauf le cas où la transmission de force subit de grandes variations périodiques provenant de l'arbre sur lequel est fixée cette roue (voir ce qui a été dit, à ce sujet, p. 225 à 226) ².

On prend pour *épaisseur des dents* :

1. avec fonte sur fonte :

$$\text{pour des dents laissées brutes } s = \frac{19}{40} t, \quad (238)$$

$$\text{, taillées } s = \frac{19}{40} t \text{ à } \frac{39}{80} t ; \quad (239)$$

2. avec bois sur fonte : on trace les dents en fonte d'après la formule 238 et les dents en bois d'après la formule 239, ou bien on prend :

$$\text{pour les dents en fonte } s = \frac{16}{40} t = 0,4 t, \quad (240)$$

$$\text{, bois } s = \frac{23}{40} t. \quad (241)$$

Si l'on adopte à peu près la même épaisseur pour les dents en fonte et celles en bois, les modèles des roues ainsi proportionnées peuvent également servir dans les cas où le travail s'opère fonte sur fonte. Dans d'autres cas (formules 240 et 241) cela n'est possible que si les dents ont été amenées, par le façonnage à l'épaisseur indiquée par la formule 240. On est obligé, par contre, dans le premier cas, de renouveler plus tôt les dents en bois. D'après cela ce sont les intérêts du constructeur de machine qui parlent en faveur d'une épaisseur à peu près égale pour les deux dents, tandis que les intérêts de l'acheteur des roues semblent mieux sauvegardés par l'usage des formules 240 et 241. Il est certain que les dents en

¹ Pour éviter le *bruit* que font les roues dentées en fonte à marche très rapide, même quand elles fonctionnent avec douceur, on a employé récemment un remplissage en bois à l'intérieur de ces roues ; on a aussi fait tourner ces dernières dans de l'huile. On cherche à obtenir le même résultat en se servant de roues ou de dents en cuir vert (voir p. 255 et 256).

² La recommandation, que l'on trouve de temps à autre, de donner les dents en bois à la roue mo-

fonte doivent survivre à plus d'une garniture de dents en bois, mais les dents calculées d'après la formule 240 doivent le faire aussi. Si le constructeur exécute ses roues au moyen d'une machine à mouler, il n'y a plus de raison pour donner aux deux dents une épaisseur à peu près égale.

A cela s'ajoute cette particularité que, généralement, c'est la roue à dents de fonte qui est la plus petite et la moins chère; parfois, même avec des dents taillées, elle ne coûte pas plus qu'un ou deux renouvellements des alluchons de la grande roue.

Si la roue à dents de fonte est de beaucoup la plus chère, il peut y avoir avantage à la ménager en lui donnant des dents plus épaisses que l'on calcule d'après la formule 238.

Il est de règle de donner au pied de la dent une hauteur de $0,4 t$, celle de la tête étant $0,3 t$, de façon que la longueur d'une dent

$$l = 0,7 t \quad (242)$$

D'après cela le jeu dans le sens de la circonférence atteint, entre deux dents brutes, $\frac{t}{20}$, entre deux dents taillées $\frac{t}{40}$ et le jeu dans le sens du rayon est $\frac{t}{10}$ dans les deux cas.

II. ROUES DROITES A DENTURE ANGULAIRE OU A CHEVRONS

Les dents de forme hélicoïde placées sur le cylindre de base, fig. 158 (voir aussi fig. 163, p. 233) qu'elles entourent en ayant leur pas à droite d'un côté du plan médian de la roue, et à gauche de l'autre côté, forment au milieu un angle en raison duquel on les distingue par les noms de dents angulaires ou à chevrons.

Les roues de ce genre, exécutées avec les *soins nécessaires et tout à fait essentiels*, se font remarquer par leur grande résistance et la douceur de leur fonctionnement.

On peut, pour les construire, procéder de la manière suivante :

On trace d'abord la forme de la dent de la manière donnée à l'art. I pour les roues droites à dents droites, on fixe ensuite la valeur de l'angle γ , fig. 158, qui détermine sur le cercle primitif l'arc $r \gamma$, suivant lequel la section de la dent au plan médian paraît avoir tourné, par rapport aux sections situées sur les surfaces extérieures de la roue, cet arc du

trice, parce que l'engrènement se produit sur cette roue en montant du pied à la tête de la dent, tandis qu'il se produit inversement sur la roue conduite, n'est pas tout à fait justifiée. Cette règle est, tout d'abord, basée sur la supposition que le mouvement du point de contact du pied de la dent vers sa tête est lié à un mouvement, simultané, du flanc de dent de la roue conduite sur la roue conductrice, dans cette direction. S'il en était ainsi, cette direction du mouvement serait certainement meilleure pour les dents, étant donné le sens de leurs fibres.



Fig. 157.

Or, l'examen de la figure 139, p. 204, montre que devant la ligne des centres et, en raison de $\widehat{OD} > \widehat{OF}$, le flanc OD de la roue conduite glisse sur le flanc OF de la roue conductrice en avançant vers la racine, et non en sens inverse, se dirigeant ainsi à l'encontre de la direction des fibres, fig. 157. Mais comme la petitesse de OF donne lieu ici à une forte usure normale, la règle en question ne se justifie pas pour l'engrènement avant la ligne des centres. Par contre, elle est conforme à la réalité au delà de cette ligne. Elle est donc à moitié juste et à moitié fautive, aussi la rejetons-nous pour donner les alluchons à la grande roue, sauf les exceptions indiquées plus haut; l'usure se répartit alors sur un plus grand nombre d'alluchons.

cercle primitif $r \gamma = t_0$ est désigné sous le nom de *saut* des dents à chevrons. A cet arc correspond, sur la surface cylindrique du cercle primitif de rayon r une ligne hélicoïdale qui,

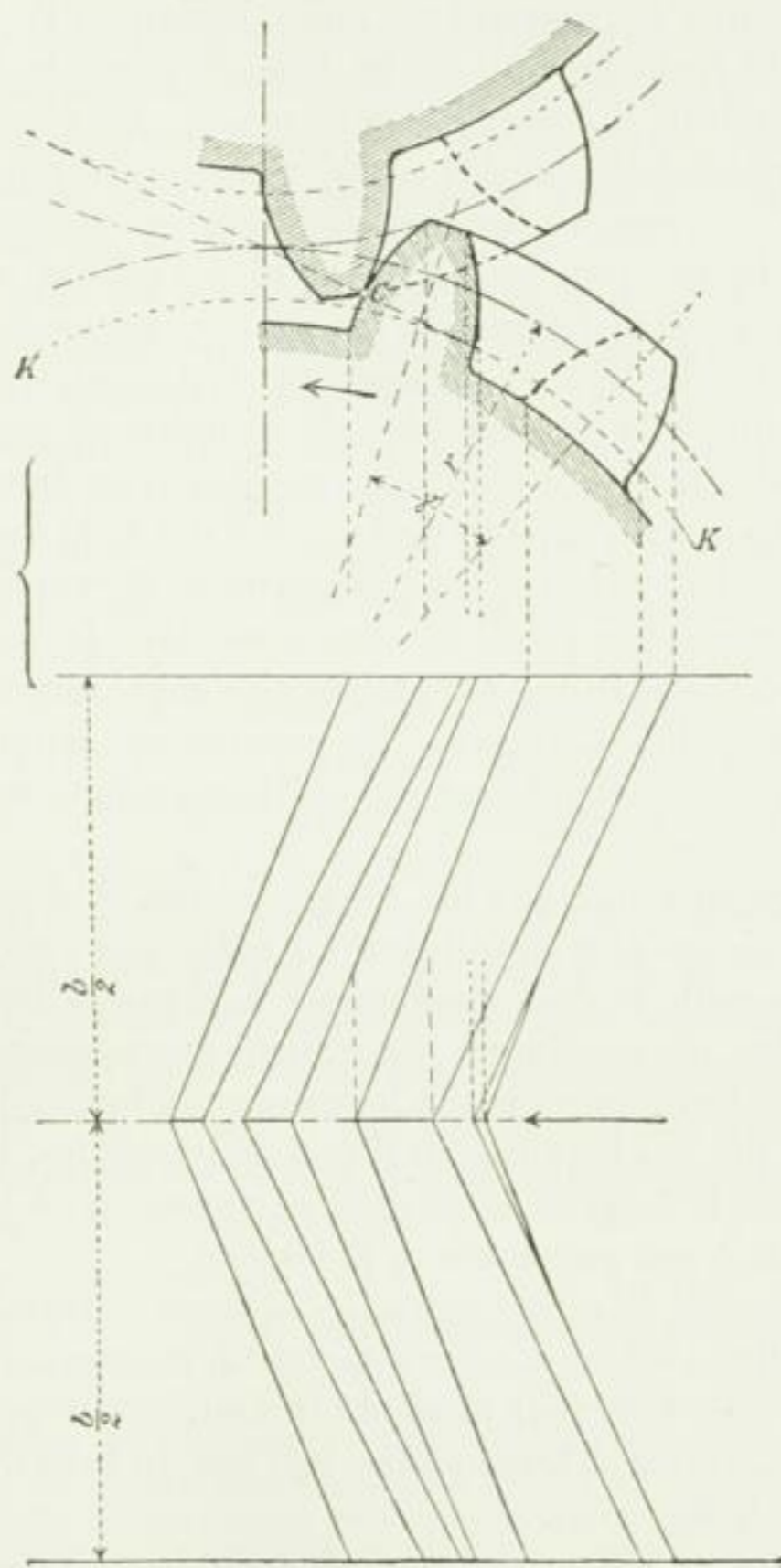


Fig. 158.

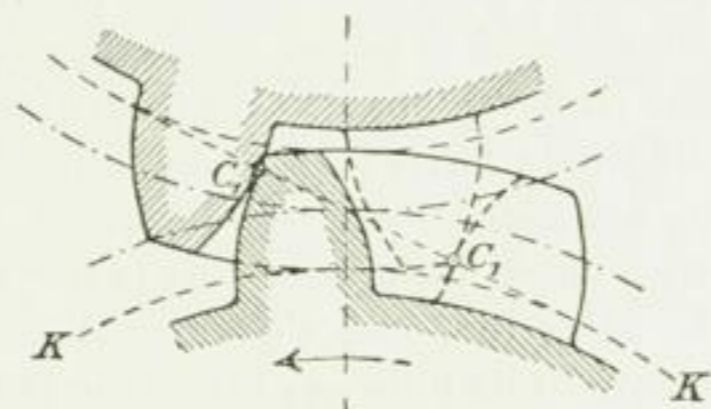


Fig. 159.

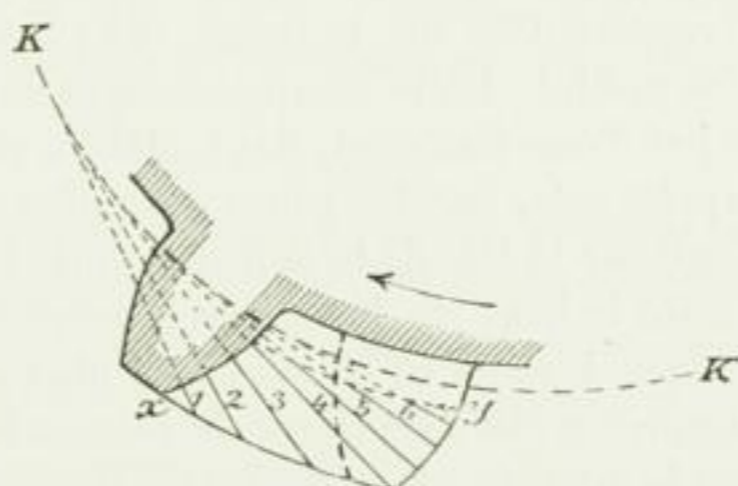


Fig. 160.

sur l'étendue t_0 , s'élève à $0,5 b$ et possède ainsi un angle d'inclinaison β dont la grandeur résulte de :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0,5 b}{t_0} = \frac{1}{2} \frac{b}{r \gamma} \quad (242 a)$$

Les dents à chevrons, par elles-mêmes, sont des filets de vis dont la surface inclinée a pour base le tracé de la forme de dent et pour axe courbe la ligne hélicoïdale mentionnée ci-dessus.

Pour nous figurer rapidement le contact des dents, c'est-à-dire la ligne suivant laquelle deux flancs de dents qui travaillent ensemble se trouvent géométriquement en contact, prenons la denture en développante avec KK , fig. 158 à 160, comme cercle de base. Les roues, figure 158, se meuvent toutes deux avec *le sommet de l'angle en avant*. L'engrènement commence alors au plan médian de la roue au point C et la figure 158 représente la

position respective des dents à cet instant. Pour plus de clarté cette figure indique *seulement* une moitié de dent pour la roue conductrice aussi bien que pour la roue conduite, en admettant que le contact des dents s'opère avec précision.

Pendant que le mouvement de rotation continue (en partant du point indiqué par la figure 158), le point d'engrènement recule, sur le profil médian de la dent motrice, de la racine vers l'extérieur, tandis que sur la dent conduite il descend vers la racine. En même temps les éléments de la dent, situés vers les surfaces latérales des roues, viennent engrèner ensemble et le contact des deux flancs de dents se produit suivant une ligne qui s'écarte obliquement par rapport à l'axe de la roue. La figure 159, qui correspond à l'instant où l'engrènement a progressé jusqu'au profil de la surface latérale de la roue, et par conséquent commence à ce point, donne de nouveau sur la ligne d'engrènement C_1C_2 qui, avec la denture en développante est une *droite* tangente à la circonférence du cylindre de base KK (cylindre du cercle de base de la développante), la projection du contact des deux flancs de dents. Les roues continuant à tourner, cette ligne de contact avance sur le flanc de la dent conductrice en se rapprochant de la tête de cette dent et sur la dent conduite en se rapprochant de sa racine, elle s'éloigne alors rapidement du profil de dent situé dans le plan médian, devient de plus en plus courte et finit par se réduire, à l'instant où l'engrènement du profil latéral arrive à son terme, à un simple point. La figure 160 montre un certain nombre de lignes de contact consécutives 1, 2, 3, ... 7 du flanc conduit; ces lignes sont toutes des tangentes au cercle KK du cylindre de base.

D'après cela l'engrènement dure plus longtemps que sur les roues droites, à dents droites mais égales d'ailleurs¹. Il commence à un *point* x pour finir à un *point* y et correspond à un accroissement de la force avec laquelle la dent conductrice agit sur la dent conduite. Cette force part de zéro pour atteindre un maximum de valeur et redescend ensuite jusqu'à zéro, sa grandeur augmentant et diminuant avec la longueur des lignes de contact représentées sur la figure 160; tandis que sur les roues droites à dents droites, le contact se produit dès le commencement sur toute la largeur de la dent et correspond à la mise en jeu d'une force qui, dès le début, possède à peu près toute sa puissance.

D'après cela, sur les roues désignées en dernier lieu, la totalité de la force à transmettre agit sur la tête de la dent conduite (voir fig. 158) en la soumettant à un moment de flexion dont le bras de levier est presque égal à la longueur totale de la dent, tandis que sur les roues à dents en chevrons, la plus grande force à transmettre agit sur un bras de levier beaucoup moindre (ligne de contact 4, sur la fig. 160).

Avec la denture en cycloïde, les lignes droites 1, 2, 3, ... 7, figure 160, sont remplacées par des courbes en rapport avec la courbure de la ligne d'engrènement.

Si l'on adopte le saut t_0 égal à l'arc d'engrènement, le contact sur le profil de dent du plan médian finit à l'instant où il commence à se produire pour le profil de la surface latérale. La ligne de contact s'étend alors, et seulement pendant cet instant, sur toute la largeur de la dent, avant et après elle est plus courte. Si l'on prend le saut plus grand que l'arc d'engrènement, le contact n'a jamais lieu sur toute la largeur; si on le prend plus petit, le contact a lieu sur toute la largeur pendant un certain temps qui correspond à la différence entre le saut et l'arc d'engrènement. Pour $t_0 = 0$, c'est-à-dire pour les roues à dents droites, le contact s'opère pendant toute la durée de l'engrènement sur toute la largeur.

Si la rotation se produit en sens contraire, c'est-à-dire si le *sommet de l'angle* se trouve

¹ Si le saut atteint $t_0 = \varphi t$ et l'arc d'engrènement ψt , la durée d'engrènement est

$$\frac{\varphi t + \psi t}{t} \sqrt{\varphi^2 + \psi^2}.$$

T
=

en arrière, l'engrènement commence aux surfaces latérales et finit au plan médian de la roue.

Au point de vue de la *résistance des dents*, le sens de rotation dans lequel le sommet de l'angle passe *en avant*, comme sur les figures 158 à 160, est toujours plus favorable si les forces à transmettre ont des grandeurs très variables. Les forces qui augmentent rapidement doivent principalement agir d'une manière défavorable au commencement de l'engrènement. Ce sont surtout, alors, les dents conduites qui fatiguent et relativement beaucoup, (point de contact près de la tête, voir fig. 158). Comme la résistance de la dent au plan médian est beaucoup plus grande que vers les surfaces latérales, le sens de rotation à préférer sera celui pour lequel l'engrènement commence au plan médian, ce qui est le cas pour la rotation dans laquelle le sommet de l'angle passe en avant. Si la roue doit alternativement tourner dans les deux sens il est utile d'y ajouter des disques latéraux, représentés sur les figures 162 et 163, p. 232 et 233, ainsi que sur les figures 87, pl. 6 et 89, pl. 7, afin d'augmenter la résistance des dents vers l'extérieur¹. La même raison conduit à couper obliquement la tête de la dent, comme on peut le voir sur les figures mentionnées ci-dessus.

L'augmentation de résistance des dents en chevrons paraît démontrée dans le paragraphe qui précède. Quant au second avantage signalé précédemment, la *douceur de la marche*, il résulte de la durée plus grande de l'engrènement, dont l'explication a été donnée, ainsi que de la circonstance, mentionnée également, que la force à transmettre par la dent n'acquiert ni ne perd subitement toute sa valeur; mais part de zéro pour atteindre son maximum, après quoi elle diminue jusqu'à ce qu'elle revienne à zéro. A, Bauer² voit une nouvelle cause de cet avantage dans la précision avec laquelle les dents en chevrons transmettent le mouvement, même *lorsqu'elles sont fortement usées*. Pour assurer cette dernière propriété on doit prendre (d'après Bauer), le saut t_0 égal au pas t , ce qui oblige à faire la largeur de la roue $b \geq 4t$, pour que l'angle 2β , fig. 161, ne se trouve pas trop petit. Pour $b = 4t$ et $t_0 = t$ on aurait :

¹ La roue à chevrons dépourvue de ces disques latéraux est sujette, en principe, au défaut suivant : La pression de la dent agissant moitié sur une des ailes de la dent à chevrons, moitié sur l'autre aile, fig. 161, donne lieu à une flexion transversale de ces deux ailes. Par suite de la réunion des moitiés de la dent au milieu de la roue, c'est-à-dire à l'angle, les parties de la dent situées près de son milieu, opposent à cette flexion une plus grande résistance que celles situées vers les côtés. Dans ces conditions il n'y a pas possibilité, en l'absence de disques latéraux, de répartir également la force N , ni par conséquent l'usure sur toute la largeur de la dent. C'est seulement par l'adjonction de disques latéraux que l'on obtient une régularité plus ou moins parfaite, mais qui dépend toutefois des conditions indiquées.

Si quelques forces, tendant à un déplacement axial de l'une des roues, déchargent une des moitiés et augmentent la charge sur l'autre, il en résulte une usure irrégulière, une marche saccadée et parfois des ruptures. Les imperfections de l'exécution donnent lieu à des effets analogues. Figurons-nous, sur deux arbres bien posés deux roues à dents en chevrons qui engrèment ensemble, on reconnaît de suite que de petites variations dans la position de quelques dents, par rapport au plan médian des autres, doivent conduire à l'action unilatérale décrite ci-dessus. Le même effet se produit quand les plans médians des deux roues ne coïncident pas. En conséquence les roues à dents angulaires ou à chevrons doivent, pour offrir les avantages qu'on leur reconnaît, être exécutées et montées avec les plus grands soins. Il est bon de veiller, lors du montage, à laisser à l'une des roues la possibilité de se déplacer un peu dans le sens de son axe, de manière qu'elle puisse se placer d'elle-même dans le plan médian.

Il est nécessaire de donner d'autant plus d'attention à ces conditions particulières concernant les roues dentées en chevrons, que l'on n'a pas eu l'occasion d'en tenir compte avec les roues à dents droites.

² *Oesterreichische Zeitschrift für Berg und Huttenwesen* (Annales autrichiennes des mines et de la métallurgie), 1890, p. 391. Ce travail est, en vérité, le meilleur que l'auteur ait eu jusqu'à présent, entre les mains au sujet des dents angulaires; il ne peut donc que l'approuver sous de nombreux rapports.

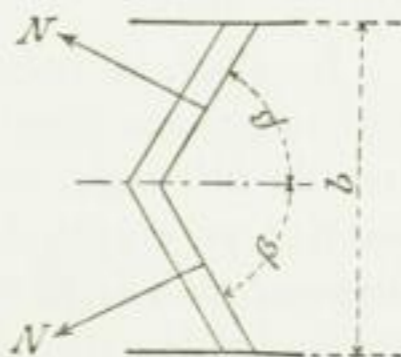


Fig. 161

g
m
/

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0,5 b}{t_0} = \frac{2 t}{t} = 2.$$

$$\beta = 63^{\circ} 26'.$$

Dans la pratique, cependant, on s'éloigne assez fréquemment et notablement de $t_0 = t$.

L'angle suivant lequel la génératrice, avec la denture en développante, s'incline vers la ligne des centres, varie ordinairement entre 68 et 72° tout en se rapprochant plutôt de la plus basse que de la plus haute de ces valeurs. La racine de la dent se trouve égale à $0,35 t$ et au plus à $0,4 t$, la tête de la dent varie de $0,25 t$ à $0,3 t$, au maximum; dans ce cas aussi les petites dents sont les plus usitées. L'épaisseur des dents est donnée par la formule 238.

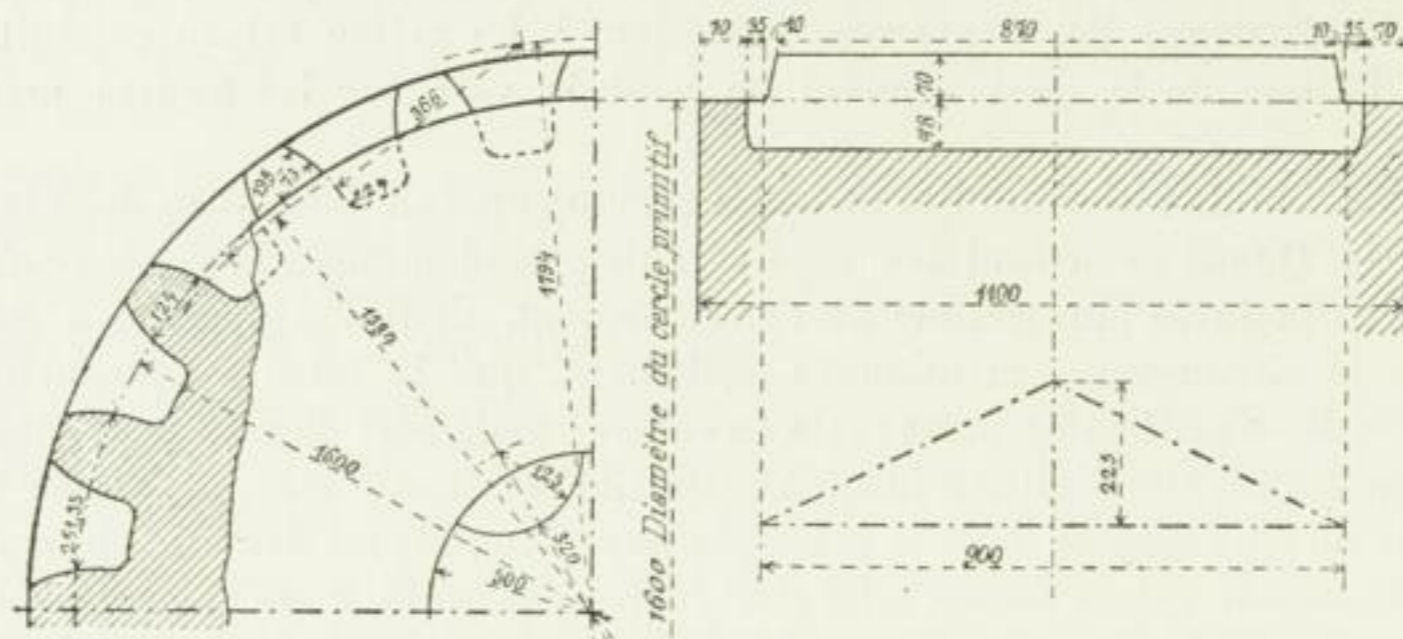


Fig. 162.

Les dimensions venues jusqu'à présent à la connaissance de l'auteur allaient primitivement jusqu'à $t = 212 \text{ mm}$ (pour un diamètre du cercle primitif $= 1350 \text{ mm}$ et $\nu = 20$) $b = 840 \text{ mm}$, $t_0 = 210 \text{ mm}$, correspondant à $\operatorname{tg} \beta = 2$, $s = 100 \text{ mm}$, racine de la dent 74 mm , tête 59 mm , (cylindre denté).

En 1893, la maison F. Krupp, à Essen, avait exposé à Chicago un cylindre denté, en acier au creuset forgé, de 1600 mm de diamètre au cercle primitif, pour un laminoir à plaques de blindage. Ce cylindre se composait d'un axe de 2900 mm de longueur sur lequel était fixé, au moyen de deux clavettes, un anneau de 1100 mm de largeur dont les 20 dents en chevrons, de $251,35 \text{ mm}$ de pas avaient été fraisées dans la masse, ainsi que deux blocs conservés au milieu de deux intervalles de dents permettaient de le reconnaître. Poids $20\,000 \text{ kg}$. Les figures 162 et 163 représentent ce cylindre denté d'après un dessin et une photographie fournis par l'usine Krupp.

Les fonderies d'acier de Hagen qui, depuis 1878, s'occupent avec un succès remarquable de la fabrication des roues dentées en chevrons donnent habituellement aux dents — d'après leur communication du 13 février 1891 à l'auteur — un angle de $2\beta = 120^{\circ}$ sur la surface extérieure (et non sur le cercle primitif), et font les flancs en forme d'arcs de cercles se rapprochant d'une développante. Cela permet un renforcement du pied de la dent auquel non seulement cette maison attribue une grande valeur, mais qu'elle signale comme absolument nécessaire à l'exécution en acier. D'après les fonderies d'acier de Hagen, il importe peu que l'on adopte un saut inférieur au pas; l'usine descend fréquemment jusqu'à la moitié de ce dernier. Les épaisseurs de dents se déterminent d'après la formule

230, en prenant pour x l'épaisseur de la dent et pour k_f 400 kg au maximum ; longueur de

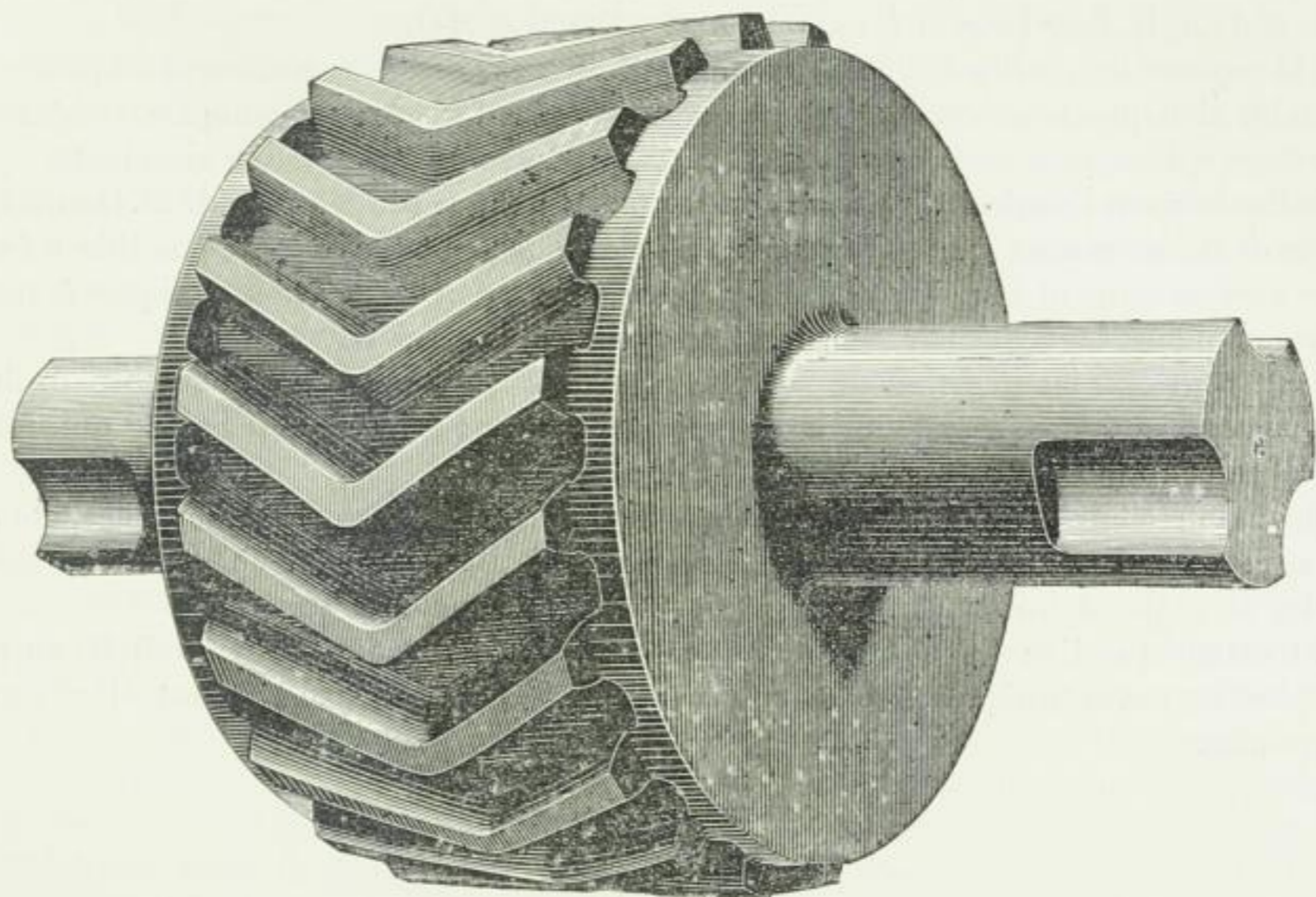


Fig. 163.

la dent 1,2 s. Ce mode de calcul correspondrait approximativement à la valeur $k = 40$, dans l'égalité 232.

III. ROUES CONIQUES

Tandis que l'on peut concevoir le mouvement de deux roues droites comme le roulement de deux cylindres, le mouvement de deux roues coniques peut être considéré comme le roulement l'un sur l'autre de deux cônes dont le sommet commun se trouve au point d'intersection des deux axes de leurs arbres. Si $A_1 A_1$ et $A_2 A_2$, fig. 164, sont les deux axes qui se coupent en O , les deux cônes se projettent en $O B D_1$ et $O B D_2$; on les appelle cônes de base. Nous n'en employons qu'une partie, celle qui peut être déterminée par le fragment $B D$ de la génératrice. Sous la désignation de cercles primitifs des deux roues, nous comprenons les cercles primitifs des deux cônes de base, c'est-à-dire les cercles des rayons $\overline{C_1 B} = \overline{C_1 D_1}$ et $\overline{C_2 B} = \overline{C_2 D_2}$. La denture se trace sur la périphérie des cônes $A_1 D_1 B$ et $A_2 D_2 B$, dits *complémentaires*, dont les génératrices $A_1 B$ et $A_2 B$ sont perpendiculaires à la génératrice $B O$ des cônes primitifs, en la développant de la manière indiquée clairement sur la figure 71, planche 4. Les dents, par elles-mêmes, sont alors des pyramides tronquées

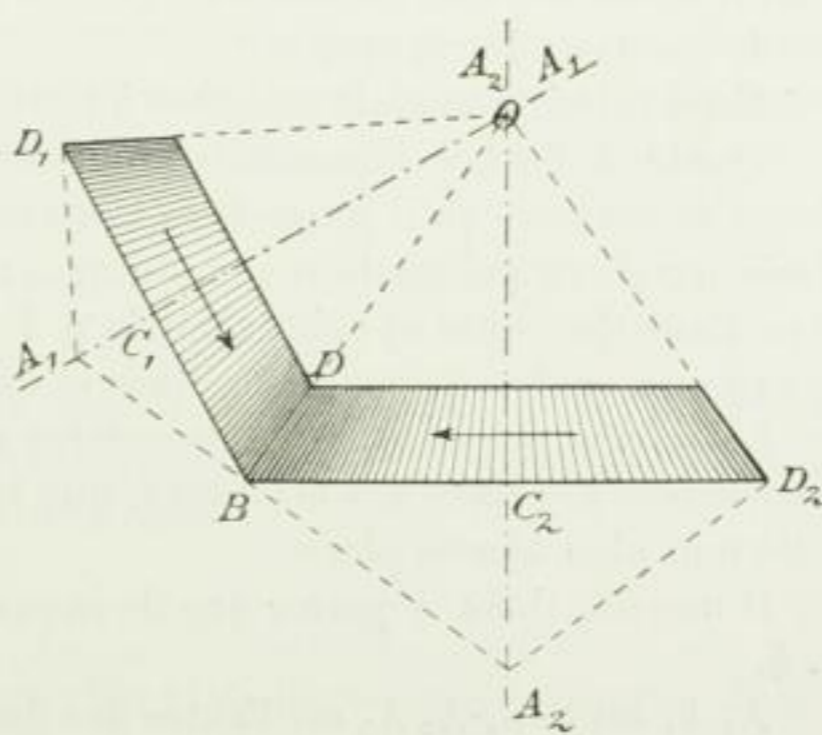


Fig. 164.

dont les sommets se réunissent en O . Le pas et l'épaisseur des dents se mesurent sur les cercles primitifs de rayons $C_1 B$ et $C_2 B$ (fig. 164), la longueur des dents dans la direction de $A_1 B$ et de $A_2 B$, leur largeur $b = \overline{BD}$ dans la direction BO .

A la rigueur les profils de dents devraient être tracés sur des surfaces sphériques, mais l'approximation que nous obtenons en les dessinant sur des surfaces coniques, tangentes à ces surfaces sphériques, est suffisamment exacte et se recommande par sa simplicité.

Ordinairement l'angle $A_1 O A_2$, suivant lequel les axes se coupent, est droit. On désigne alors les deux roues sous le nom de *roues d'angle*. On cherche autant que possible à éviter que les axes se coupent à angles obliques parce que les modèles de roues coniques à angles obliques ne pourraient, que par exception, servir plus d'une fois.

Il ne peut être ici question de roues d'assortiment, comme avec les roues droites. A chaque roue conique correspond, en général, une seconde roue déterminée qui forme avec elle un couple dont les roues dépendent l'une de l'autre.

Quant au choix de la forme des dents, le calcul du pas des roues coniques, etc., on devra se reporter à ce qui a été dit au sujet des roues droites. C'est ce que feront clairement saisir les exemples donnés au titre V, art. 5, p. 259 et suivantes.

De même que l'on donne des dents en chevrons aux roues droites (voir II) on peut aussi faire des roues coniques à dents en chevrons; mais les difficultés sont alors encore plus grandes.

IV. ROUES DENTÉES POUR ARBRES QUI SE CROISENT

Les formes servant de bases aux roues qui appartiennent à cette classe sont l'hyperboloïde et le cylindre.

On peut concevoir le mouvement de deux roues hyperboliques comme le roulement, l'un sur l'autre, de deux hyperboloïdes de révolution qui se touchent suivant une droite, la génératrice. Leur exécution coûteuse, la perte de travail relativement importante qui résulte du frottement des dents, la grande usure inhérente à ce frottement et la possibilité de les éviter en employant un troisième arbre (intermédiaire), sont les causes qui réduisent, à quelques exceptions près, l'emploi des roues hyperboliques à celui de roues de mouvement, c'est-à-dire aux cas dans lesquels il s'agit moins de transmettre un travail mécanique que de conduire le mouvement.

Cette raison nous fait renoncer à traiter la question des roues hyperboloïdes.

Quant à l'arbre intermédiaire mentionné ci-dessus, il est à remarquer qu'on peut le placer de manière qu'il coupe les deux axes, la paire de roues hyperboliques est alors remplacée par deux paires de roues coniques; on peut aussi le disposer de façon qu'il coupe l'axe d'une des roues et soit parallèle à l'autre, les roues hyperboloïdes sont alors remplacées par une paire de roues coniques et une paire de roues droites.

Les roues cylindriques hélicoïdales n'ont pas beaucoup plus d'importance, dans la construction générale des machines, que les roues hyperboliques, aussi n'en sera-t-il pas traité non plus à cette place.

Il ne reste donc à parler que de la *vis sans fin* et de la *roue hélicoïdale*, fig. 72 et 73, pl. 4.

$A_1 A_1$ est l'un, $A_2 A_2$ est l'autre des deux axes qui se croisent à angle droit. Si l'on fait tourner le premier en l'empêchant d'avancer, le solide qui porte le filet de vis femelle avan-

cera dans la direction de l'axe $A_1 A_1$, c'est-à-dire que la roue hélicoïdale devra tourner autour de son axe. Cette roue peut donc être considérée comme un écrou qui tourne autour de l'axe $A_2 A_2$. D'après cela les dents de cette roue forment des sections de filet d'un écrou qui, toutefois, tourne au lieu de se mouvoir en ligne droite. Il s'agit de trouver une denture telle que la section de la vis soit traitée comme une crémaillère dans laquelle la roue hélicoïdale engrène comme roue conduite. On détermine en conséquence le profil du pas de la vis, qui doit rester le même pour la vis toute entière. Il en est autrement avec la roue hélicoïdale pour laquelle on peut d'abord, par le procédé donné, établir seulement la forme de la dent pour le plan médian $A_1 B$, fig. 72, pl. 4.

La manière la plus simple, mais aussi la plus imparfaite de denter une roue de ce genre consiste à placer obliquement des dents droites sur la jante d'une roue cylindrique, comme l'indique la figure 73. Au début du service de la roue, le contact n'a lieu dans ce cas, rigoureusement, qu'en un point du milieu de la dent, si l'on fait abstraction de l'élasticité de la matière et de l'engrènement simultané de plusieurs dents. On a ainsi un contact tout à fait insuffisant; mais cet inconvénient diminue à mesure que l'usure de la roue augmente pendant le fonctionnement de cette dernière.

Une autre manière de déterminer la forme de la dent, par exemple pour le plan de section $A_1 E C$, passant par l'axe de la vis $A_1 A_1$, résulte de ce que l'on peut considérer l'engrènement comme étant celui d'une crémaillère, dont le plan médian est situé en $A_1 C$, avec une roue droite de rayon \overline{CE} , de façon que la denture soit tracée pour la surface latérale CE avec les rayons de cercles primitifs \overline{CE} et $\overline{A_1 E}$, en tenant compte du profil de vis déjà existant et dont la forme de dent cherchée doit, d'après cela, donner le contre-profil. On doit procéder d'une manière tout à fait analogue en traçant la denture pour un plan quelconque de section $A_1 G$. Les roues exécutées de cette manière doivent avoir beaucoup de jeu et leurs dents ne portent, au début, que sur leurs angles.

On obtient sûrement une forme satisfaisante pour les dents de la roue hélicoïdale, en fraisant le creux des dents au moyen d'une fraise hélicoïdale dont le profil correspond exactement à celui de la vis conductrice (fig. 95, pl. 6 et fig. 16 sur la pl. 2 de l'appendice).

Stribeck traite d'une manière plus approfondie et plus rigoureuse de la forme des dents de la roue hélicoïdale; voir son travail à ce sujet dans l'appendice.

On procède au calcul du pas (épaisseur et largeur des dents) de la même manière qu'on l'a fait art. 2, p. 215 et suivantes. Les dimensions des dents doivent, avant tout, satisfaire aux conditions essentielles de la *résistance*; elles doivent en outre être assez grandes pour que la *pression* sur les surfaces de contact glissant l'une sur l'autre et le *travail de frottement* des dents, qui ont pour effet d'user et d'échauffer la vis et la roue hélicoïdale ne dépassent pas certaines valeurs qui dépendent spécialement aussi des conditions du fonctionnement. La formule :

$$P = kbt \quad (232)$$

constitue, en conséquence, la base du calcul.

On peut ensuite, quand il s'agit seulement de solidité et quand un fonctionnement peu fréquent et une faible vitesse dispensent de se préoccuper de l'usure, prendre en ayant égard aux remarques des pages 217 et suivantes, pour la fonte :

$$k = 18 \text{ à } 28.$$

Comme on a soin, tant au point de vue de la construction et de l'exécution qu'à celui de la sécurité du fonctionnement, de tenir toujours au moins deux dents en prise, k doit, d'après

les explications données aux pages 219 et suivantes, se prendre avec une valeur augmentée dans une mesure correspondante.

Quand on emploie des matières plus résistantes que la fonte, on donne aussi à k , proportionnellement, une valeur plus grande.

Si, par exemple, sur les palans à vis sans fin et autres appareils analogues, on a dépassé de beaucoup les valeurs de k résultant des indications données, cela résulte d'une tendance à construire le plus légèrement possible, dont le constructeur doit en tous cas supporter la responsabilité.

Suivant les conditions dans lesquelles l'usure se produit, ou qui font redouter un échauffement, on doit prendre k relativement plus petit. En outre des indications qui ont été données p. 219 et suivantes et qui semblent naturellement devoir se reporter ici, on doit encore tenir compte de ce que le mouvement à vis sans fin consomme ordinairement, en frottement, de grandes quantités de travail mécanique qui se transforment en usure et en chaleur. Les roues hélicoïdales dont les dents sont exécutées avec le plus de soin supporteront une charge supérieure à celle des roues moins soignées, etc.

Dans les cas où un service plus fréquent ou plus prolongé fait craindre que les surfaces de contact s'échauffent ou se rongent, il est bon de prendre pour k une valeur moindre qui peut descendre jusqu'à 8, selon le nombre de tours de la vis et en supposant que le graissage soit suffisant. Il est en outre admis que la vis et la roue hélicoïdale doivent être en fonte de qualité moyenne.

Dans certains cas, par exemple quand les dents sont nombreuses, quand on emploie l'acier comme matière de la vis, surtout quand la construction et le montage sont soignés, ainsi que l'exécution des dents, et en supposant en outre que la vis tourne entièrement plongée dans l'huile, dans des conditions de fonctionnement favorables d'ailleurs, il paraît admissible d'élever la valeur donnée pour k dans une mesure allant jusqu'à 100 %, tant que le nombre des tours de la vis, par minute, ne dépasse pas 400 à 500¹.

On trouve parfois pour k des valeurs notablement supérieures encore à celles indiquées comme admissibles. Il est toujours bon, dans ces cas, de se renseigner sur les installations qui se seraient bien comportées avec une valeur de k aussi élevée : la plus grande force, pour laquelle a lieu la plus grande fatigue, est-elle *réellement* exercée et, *dans l'affirmative*, l'est-elle souvent et combien de temps l'est-elle ? le fonctionnement n'est-il pas fréquemment interrompu, les conditions de refroidissement ne sont-elles pas particulièrement favorables ?, etc.

Dans tous les cas où, les dents venant à se ronger, la production d'une rupture peut conduire à des accidents (ascenseurs et particulièrement élévateurs dans lesquels la transmission du mouvement s'opère au moyen d'une vis sans fin destinée à servir d'organe automatique d'arrêt, etc.), il est bon de n'admettre qu'après beaucoup de réflexion l'usage d'une valeur élevée de k .

On peut prendre en moyenne, pour la largeur des dents de forme imparfaite, (voir p. 235 :

$$b = 1,5 t \quad (243)$$

pour de petits diamètres de vis on prend moins, assez souvent un peu plus de t .

¹ Etant donné l'emploi de plus en plus fréquent du mouvement à vis sans fin, on doit signaler comme d'une urgence pressante l'exécution d'expériences de nature à déterminer la relation existant entre la charge admissible et la vitesse (nombre de tours). Voir la note au bas de la page 238. *Stribeck* a récemment entrepris de faire ces expériences. Dans un appendice placé à la fin de ce livre, on trouvera le compte rendu des résultats obtenus jusqu'à présent.

cera dans la direction de l'axe $A_1 A_1$, c'est-à-dire que la roue hélicoïdale devra tourner autour de son axe. Cette roue peut donc être considérée comme un écrou qui tourne autour de l'axe $A_2 A_2$. D'après cela les dents de cette roue forment des sections de filet d'un écrou qui, toutefois, tourne au lieu de se mouvoir en ligne droite. Il s'agit de trouver une denture telle que la section de la vis soit traitée comme une crémaillère dans laquelle la roue hélicoïdale engrène comme roue conduite. On détermine en conséquence le profil du pas de la vis, qui doit rester le même pour la vis toute entière. Il en est autrement avec la roue hélicoïdale pour laquelle on peut d'abord, par le procédé donné, établir seulement la forme de la dent pour le plan médian $A_1 B$, fig. 72, pl. 4.

La manière la plus simple, mais aussi la plus imparfaite de denter une roue de ce genre consiste à placer obliquement des dents droites sur la jante d'une roue cylindrique, comme l'indique la figure 73. Au début du service de la roue, le contact n'a lieu dans ce cas, rigoureusement, qu'en un point du milieu de la dent, si l'on fait abstraction de l'élasticité de la matière et de l'engrènement simultané de plusieurs dents. On a ainsi un contact tout à fait insuffisant; mais cet inconvénient diminue à mesure que l'usure de la roue augmente pendant le fonctionnement de cette dernière.

Une autre manière de déterminer la forme de la dent, par exemple pour le plan de section $A_1 E C$, passant par l'axe de la vis $A_1 A_1$, résulte de ce que l'on peut considérer l'engrènement comme étant celui d'une crémaillère, dont le plan médian est situé en $A_1 C$, avec une roue droite de rayon \overline{CE} , de façon que la denture soit tracée pour la surface latérale CE avec les rayons de cercles primitifs \overline{CE} et $\overline{A_1 E}$, en tenant compte du profil de vis déjà existant et dont la forme de dent cherchée doit, d'après cela, donner le contre-profil. On doit procéder d'une manière tout à fait analogue en traçant la denture pour un plan quelconque de section $A_1 G$. Les roues exécutées de cette manière doivent avoir beaucoup de jeu et leurs dents ne portent, au début, que sur leurs angles.

On obtient sûrement une forme satisfaisante pour les dents de la roue hélicoïdale, en fraisant le creux des dents au moyen d'une fraise hélicoïdale dont le profil correspond exactement à celui de la vis conductrice (fig. 95, pl. 6 et fig. 16 sur la pl. 2 de l'appendice).

Stribeck traite d'une manière plus approfondie et plus rigoureuse de la forme des dents de la roue hélicoïdale; voir son travail à ce sujet dans l'appendice.

On procède au calcul du pas (épaisseur et largeur des dents) de la même manière qu'on l'a fait art. 2, p. 215 et suivantes. Les dimensions des dents doivent, avant tout, satisfaire aux conditions essentielles de la *résistance*; elles doivent en outre être assez grandes pour que la *pression* sur les surfaces de contact glissant l'une sur l'autre et le *travail de frottement* des dents, qui ont pour effet d'user et d'échauffer la vis et la roue hélicoïdale ne dépassent pas certaines valeurs qui dépendent spécialement aussi des conditions du fonctionnement. La formule :

$$P = kbt \quad (232)$$

constitue, en conséquence, la base du calcul.

On peut ensuite, quand il s'agit seulement de solidité et quand un fonctionnement peu fréquent et une faible vitesse dispensent de se préoccuper de l'usure, prendre en ayant égard aux remarques des pages 217 et suivantes, pour la fonte :

$$k = 18 \text{ à } 28.$$

Comme on a soin, tant au point de vue de la construction et de l'exécution qu'à celui de la sécurité du fonctionnement, de tenir toujours au moins deux dents en prise, k doit, d'après

$$\eta = 0,9 \frac{0,44523}{0,50953} = \approx 0,8^1.$$

Pour perdre en frottements le moins possible de travail, tout en conservant la propriété d'arrêt automatique, *E. Becker* (brevet allemand n° 10611) emploie des vis à grande inclinaison auxquelles il donne un coussinet de butée au moyen duquel la résistance au frottement est réduite pendant le soulèvement de la charge mais suffisamment augmentée, dans le mouvement en sens contraire, pour pouvoir produire l'arrêt automatique. Le coussinet de butée, en forme de boîte, est représenté sous deux formes, fig. 74 et 75, pl. 4. Pendant le soulèvement de la charge, la vis se meut dans la direction de la flèche (fig. 74) et vient s'appuyer contre une vis de butée non susceptible de tourner; cette boîte prend alors part au mouvement de rotation, par suite du frottement notable F qui s'exerce entre elle et l'arbre de la vis. Le cône à rochet empêche le mouvement de rotation de se produire automatiquement en arrière, aussitôt que le moment de frottement F possède la valeur nécessaire, valeur facile à obtenir.

Avec le dispositif, fig. 75, la boîte reste en repos pendant le soulèvement de la charge; si la rotation tend à se produire dans le sens opposé, le cliquet accouple l'arbre de la vis

¹ Des expériences récemment exécutées avec un mouvement à vis sans fin de la maison de construction de machines *Oerlikon*, et sur lesquelles *Stodola* a publié un rapport dans la *Schweizerische Bauzeitung* du 20 juillet 1895, p. 16, ont conduit à des rendements de 0,674 (nombre de tours de la vis par minute $n = 560$, rendement au frein $N = 7,92$ chevaux) à 0,867 ($n = 1456$, $N = 20,72$).

Vis en acier à deux filets, diamètre $2r = 80$ mm, diamètre extérieur 106 mm, diamètre intérieur 52 mm ce qui donne une saillie de filet de $\frac{106 - 52}{2} = 27$ mm, inclinaison $h = 83,776$ mm, d'où $\operatorname{tg} \alpha = \frac{83,776}{80\pi} = 0,333$.

Roue hélicoïdale en bronze d'aluminium: 28 dents fraisées, pas $t = 41,88$ mm, épaisseur des dents 20,5 mm, racine des dents 14 mm, tête 13 mm, diamètre du cercle primitif 373 mm, largeur des dents mesurée sur l'arc de cercle de rayon $r = 40$ mm (voir pl. 4, fig. 72), 50 mm en nombre rond.

L'arbre de vis porte 7 anneaux dont le diamètre extérieur est de 70 mm pour un diamètre de 55 mm au noyau.

La vis et la roue sont placées dans un récipient clos de toutes parts et toutes deux plongent complètement dans l'huile.

Les nombres de tours par minute ont varié entre 560 et 1456; les rendements bruts, mesurés au frein, entre 3,057 et 20,72 chevaux. *Durée de chaque essai* 1 minute. La température de l'huile, qu'on laissait monter jusque vers 60° C, diminuait ensuite chaque fois, grâce à une addition d'huile froide, jusque vers 30° C; il se produisait donc naturellement, chaque fois, de notables changements dans les conditions du frottement et cela devait avoir pour conséquence de rendre les résultats d'expériences non comparables entre eux.

Si l'on admet que la vis doit transmettre 20 chevaux pendant un temps prolongé, on a pour la valeur $\eta = 0,85$ une perte de :

$$20 \cdot 0,15 = 3 \text{ chevaux,}$$

qui se transforment principalement en chaleur. Cela donne, par heure, $\frac{3 \cdot 75 \cdot 3600}{424} = \approx 1906$ calories qui ne peuvent se disperser sans produire un fâcheux échauffement de l'appareil et donneraient lieu, si le travail était continu, à de sérieuses difficultés.

Nous devons signaler comme absolument indispensable la nécessité de poursuivre des expériences comme celles dues à l'usine *Oerlikon*, de manière que le travail soit déterminé chaque fois dans les conditions différentes auxquelles l'appareil est soumis dans un temps prolongé, sans qu'il y ait production d'un échauffement ou d'une usure inadmissibles. Tel serait le but principal de ces expériences; mais il y aurait en outre à déterminer la rapidité d'accroissement de la température.

La valeur k de la formule 232 se calcule, pour la force signalée, comme pression normale de la dent, d'après la formule :

$$750 = k \cdot 5 \cdot 4,2$$

et :

$$k = \approx 36.$$

La largeur de dents bien formées (voir l'appendice) peut être fixée à environ $2,5 t$ mesurés sur la circonférence intérieure; on va encore au delà pour les grands diamètres de vis.

Le moment nécessaire pour produire la rotation de la vis, abstraction faite des résistances au frottement dans les coussinets de cette dernière, atteint d'après la formule 150, avec l'exactitude dont cette formule est susceptible dans son application au cas actuel,

$$M = P \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = P \cdot r \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - h \mu},$$

dans cette égalité h désigne le pas de la vis, pour les vis à un seul filet $h = t$, pour les vis à deux filets $h = 2t$ et ainsi de suite.

Pour les raisons expliquées à propos des vis, on doit exprimer t en pouces anglais si les vis ou leurs modèles se font sur un tour dont la vis mère a été faite sur des mesures anglaises.

Pour tenir compte, de prime abord, des frottements dans les coussinets, évaluons-les à 10% , afin de réserver la possibilité d'une modification ultérieure, dans le cas où cette modification se montrerait nécessaire; nous obtenons ainsi:

$$M = 1,1 P \cdot r \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h} \quad (244)$$

Si le genre de coussinet donne lieu de prévoir une résistance par frottement notablement plus grande, on peut, *a priori*, introduire une valeur plus grande.

Avec un bon graissage et des surfaces bien lisses, on ne dépassera guère $\mu = 0,1$; pour de grandes vitesses de glissement μ est notablement moindre (voir l'appendice).

Le rapport d'engrenage atteint, pour une vis à un filet et ν dents de la roue hélicoïdale, $1 : \nu$, pour une vis à deux filets $2 : \nu$, etc.

Si le mécanisme doit avoir la propriété de s'arrêter de lui-même, il faut, indépendamment des frottements dans les coussinets, avoir:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} \leq \frac{1}{10}. \quad (245)$$

Si l'appareil est exposé à des vibrations, comme le sont, par exemple, les ascenseurs, il faut descendre encore plus bas et jusqu'à $\frac{1}{12}$.

La vis et la roue hélicoïdale forment un moyen extrêmement simple et efficace de transformer un mouvement de rotation rapide en mouvement lent; mais, pour les appareils susceptibles d'arrêt automatique, la perte peut certainement atteindre 60% du travail employé. Il est toutefois de règle de n'utiliser la propriété d'arrêt automatique que pour l'état de repos et, dans ce cas, avec des vitesses de glissement suffisamment grandes, le rendement peut s'élever à 70% et même plus.

On se trouve dans des conditions plus favorables avec les vis à grande inclinaison comme celles à deux ou plusieurs filets; le rendement η est alors d'après l'égalité 151, p. 98, et étant donnée l'exactitude avec laquelle la formule 244 fait la part du frottement dans les coussinets:

$$\eta = 0,9 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

d'où, par exemple, pour $\alpha = 24^\circ$ et $\rho = 3^\circ$, ce qui correspond à $\mu = 0,052$,

Les expédients mentionnés ci-dessus influent aussi, en général, sur la compacité de la fonte. Celle-ci est d'autant plus grande qu'il y a une plus grande colonne de métal fondu sur l'endroit considéré, on doit donc mettre en dessous, lors du moulage, les parties d'une pièce qui doivent devenir plus compactes.

L'importance que l'on doit reconnaître aux conditions mentionnées ci-dessus, au point de vue de la forme à donner aux parties en fonte des machines, peut me justifier d'avoir rappelé brièvement à la mémoire ces faits connus et qui sont du domaine de la technologie. C'est aussi à ces conditions qu'il faut attribuer la nécessité où l'on se trouve de déterminer beaucoup de dimensions des roues d'une manière plutôt empirique que strictement scientifique.

Dans la construction, l'exécution et le montage des roues on doit observer pour toutes les parties mobiles d'une transmission le principe suivant : les parties saillantes telles que clavettes, vis, écrous, etc., avec lesquelles des personnes peuvent se trouver en contact, doivent être évitées ou convenablement recouvertes d'enveloppes ; au besoin, la roue tout entière doit être recouverte d'une boîte afin qu'elle ne puisse produire d'accidents lorsqu'elle fonctionne. Dans les mêmes conditions se trouvent les cannelures destinées à recevoir des clavettes, lorsqu'elles ont des angles vifs, etc.

On doit pourvoir les roues elles-mêmes d'entourages préservateurs, ou d'enveloppes, partout où elles peuvent exposer les personnes à des dangers.

2. Couronne, moyeu, fixation de ce dernier sur l'arbre.

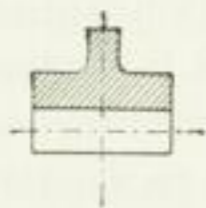


Fig. 165.

L'épaisseur de la couronne dentée se fait ordinairement égale à $0,5 t$ et diminue légèrement vers l'extérieur (environ $1 : 40$ à $1 : 60$), afin que l'on puisse plus facilement sortir le modèle du moule. Quand les bras sont relativement peu nombreux ou quand le diamètre est grand, il semble utile de munir la couronne d'une nervure de renfort, comme l'indique la figure 165.

L'épaisseur de la paroi en fonte du moyeu, non affaiblie par la cavité de la clavette, s'obtient en centimètres par la formule :

$$\delta = \frac{1}{5} \left(d_0 + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm à } \frac{1}{4} \left(d_0 + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad (246)$$

dans laquelle d désigne l'alésage du moyeu, c'est-à-dire le diamètre réel de l'arbre et d_0 le diamètre de l'arbre, en fer fondu ou soudant, correspondant au moment à transmettre, ce moment doit se déterminer d'après l'égalité :

$$M = Pr = k_r \frac{1}{5} d_0^3.$$

La longueur du moyeu, fig. 166, peut se calculer d'après la formule :

$$L = 1,2 d \text{ à } 1,5 d \text{ et plus, ou } L \geq b + 0,05 r \quad (247)$$

Plus le moyeu est long, moins la roue est sujette à s'incliner par suite du clavetage. Les moyeux longs se font creux, comme le montre la figure 167, avec :

$$l_1 = 0,4 d \text{ à } 0,5 d.$$

201

Règle générale, la fixation des roues sur les arbres s'opère au moyen de *languettes* et de *clavettes*. La fig. 168 montre une *languette*; cette pièce empêche seulement le moyeu de tourner sur l'arbre, et n'est, en réalité, admissible que si le moment de rotation ne change pas de sens, l'assemblage à languette n'étant à tension dans aucun sens. Il trouve sa place quand la roue doit pouvoir se déplacer dans le sens de l'axe¹.

La *clavette* seule permet d'obtenir avec certitude la fixation de la roue sur son arbre. Suivant la forme de section et la manière dont elles portent sur l'arbre on distingue les *clavettes plates*,

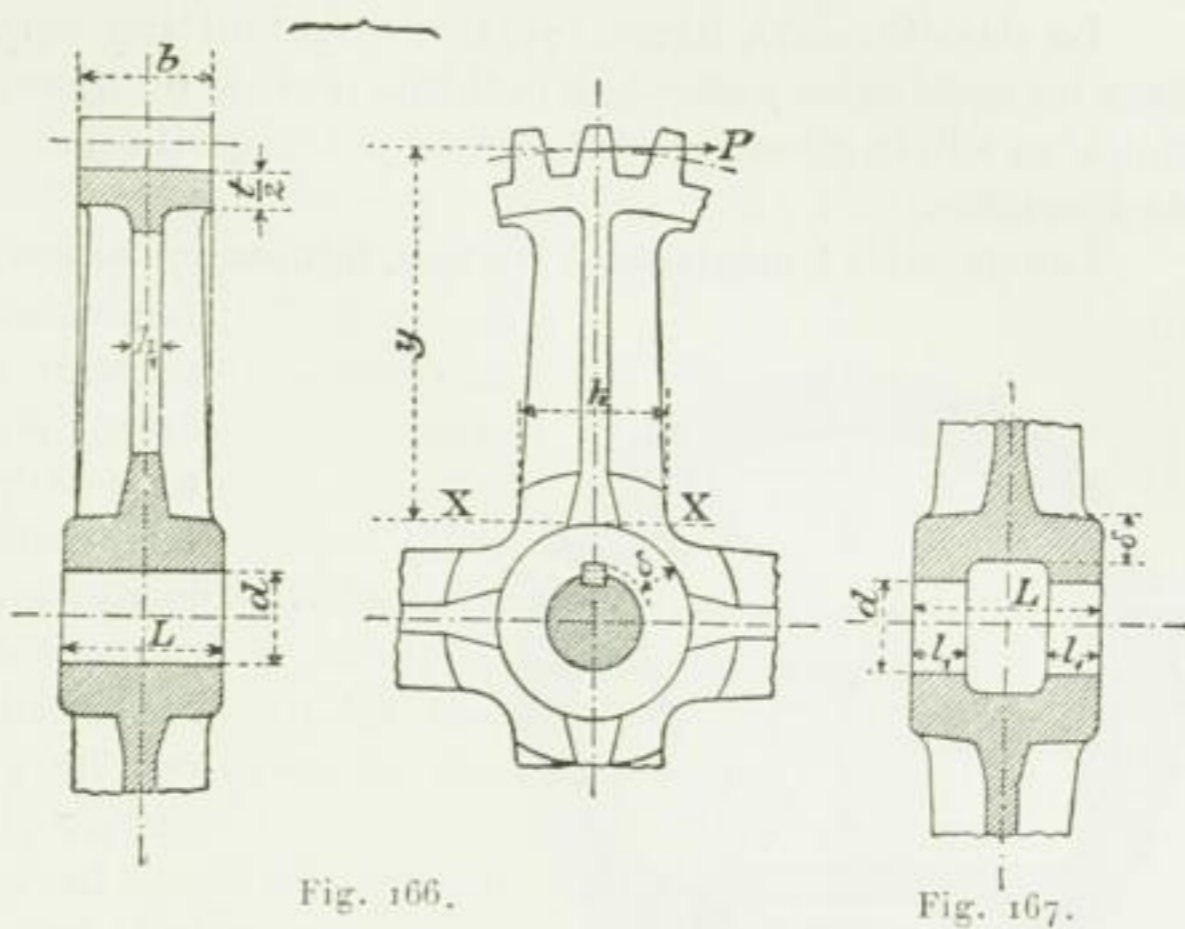


Fig. 166.

Fig. 167.

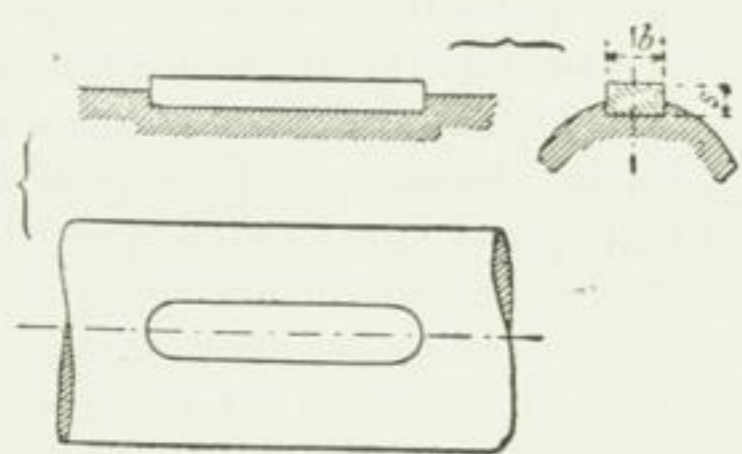
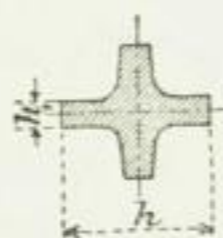


Fig. 168.



Fig. 169.

fig. 169, les *clavettes carrées*, fig. 170, *rondes*, fig. 171, *sur méplats*, fig. 172, *à friction*, fig. 173 et *tangentielles*, fig. 174.

La clavette plate, fig. 169, est certainement la plus répandue; elle a sur la clavette carrée, fig. 170 — à efficacité égale en service — l'avantage de moins affaiblir l'arbre et le

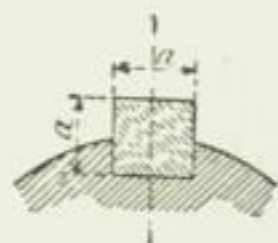


Fig. 170.



Fig. 171.

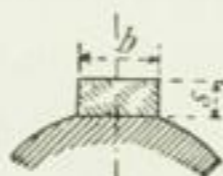


Fig. 172.

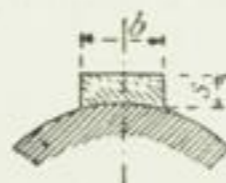


Fig. 173.

moyeu. Par contre, la clavette carrée offre plus de résistance au refoulement ou à la flexion qui peuvent se produire lors de l'enfoncement ou de l'extraction de cette pièce.

¹ Depuis quelque temps, on emploie aussi, pour fixer les excentriques de distribution, des languettes dentelées dont il est parlé au chapitre VI, article B, II (Excentrique).

La clavette ronde, figure 171, trouve surtout son emploi sous forme cylindrique pour fixer les manivelles posées à chaud. Elle procure un moyen excellent de fixer à nouveau les roues ou autres pièces qui ont pris du jeu et qu'il serait impossible ou seulement difficile de démonter.

Les clavettes à méplat et à friction, figures 172 et 173, servent à transmettre de petites forces, ou quand on veut monter en supplément une roue ou un plateau sur un arbre ; il est alors inutile de faire une rainure ; le plus souvent il suffit de dresser une surface. La sécurité du fonctionnement n'est, toutefois, pas très grande avec ce mode de fixation, pour peu que les forces en jeu soient importantes et irrégulières ; il y a donc lieu de donner la préférence aux clavettes représentées fig. 169.

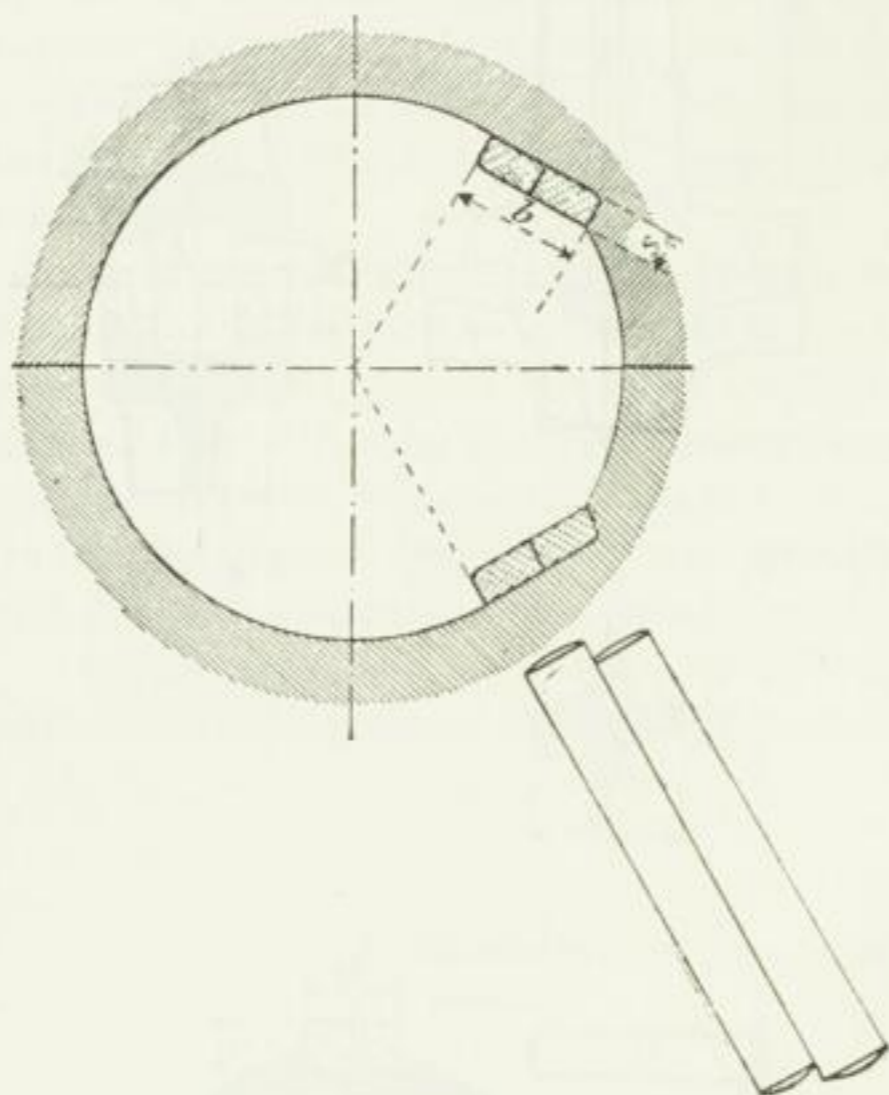


Fig. 174.

Le calage à clavettes tangentielles, fig. 174, qui depuis quelque temps se répand de plus en plus, est tout à fait excellent, surtout quand le sens du moment de rotation à transmettre change rapidement ou agit par chocs. Ce clavetage est d'une utilité remarquable en ce qu'il permet d'obtenir une tension parfaite du moyeu et de l'arbre. Son exécution ne présente aucune difficulté. On peut en outre, sur les moyeux en deux parties, comme l'indique la figure 174, disposer les clavettes

de façon que les forces, auxquelles donne lieu leur enfoncement, tendent seulement, dans une mesure relativement faible, à produire la séparation des deux moitiés.

Les dimensions des clavettes dans les cas normaux, c'est-à-dire lorsque le moment à transmettre par l'assemblage à clavette n'est pas hors de toute proportion avec le diamètre des arbres, peuvent se déterminer, pour des arbres d'environ 40 mm de diamètre, d'après les formules suivantes dans lesquelles on doit introduire la valeur d en centimètres :

Languette, fig. 168, clavette plate, fig. 169,

$$\left. \begin{aligned} b &= 0,8 \sqrt{d} \text{ à } \sqrt{d} \text{ cm} \\ s &= 0,5 \sqrt{d} \text{ cm} \end{aligned} \right\} \quad (248)$$

Clavettes à méplat, fig. 172, à friction, fig. 173,

$$\left. \begin{aligned} b &= 0,8 \sqrt{d} \text{ à } \sqrt{d} \text{ cm} \\ s &= 0,4 \sqrt{d} \text{ cm} \end{aligned} \right\} \quad (249)$$

Clavettes carrée, fig. 170, ronde, fig. 171,

$$a = 0,6 \sqrt{d} \text{ cm à } 0,7 \sqrt{d} \text{ cm} \quad (250)$$

Clavettes tangentielles, figure 174 ; les proportions usuelles pour de grands diamètres sont :

$$b = \frac{1}{4} d, \quad s = \frac{1}{16} d \quad (251)$$

Le nombre des clavettes, figures 168 à 173, se détermine d'après la grandeur du moment à transmettre.

Comme matière on doit, autant que possible, employer l'acier, afin d'éviter le refoulement à l'enfoncement comme à l'extraction de la clavette.

La clavette à talon, représentée figure 175, porte un appendice, le talon, qui permet de chasser la clavette vers l'extérieur. En réalité l'extraction d'une clavette, ne s'opère, le plus souvent, qu'avec des difficultés qui, parfois, deviennent très grandes, de sorte que la clavette à talon peut être considérée comme un mauvais expédient. Elle doit, comme toutes les autres clavettes qui précèdent, etc., être recouverte de manière à ne pouvoir exposer à aucun danger les personnes qui s'en approchent. (Voir pl. 9, fig. 120, moyeu; pl. 11, fig. 112, enveloppe du talon de clavette, etc.).



Fig. 175.

Le but de la clavette à talon peut aussi s'atteindre au moyen d'une clavette double, fig. 176. En frappant sur la clavette intérieure on serre les deux clavettes que l'on desserre en frappant sur la clavette extérieure.

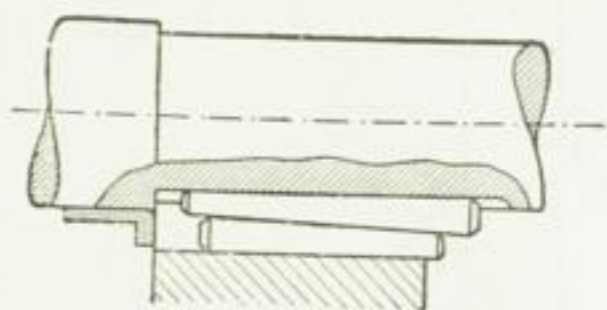


Fig. 176.

Quand la transmission s'opère toujours dans le même sens, on peut recourir aux dispositions représentées figures 177 ou 178 (brevet allemand n° 92.322, du 22 mai 1896, Fried. Krupp, usines Gruson à Magdebourg-Buckau). L'arbre *a* reçoit, à l'intérieur du

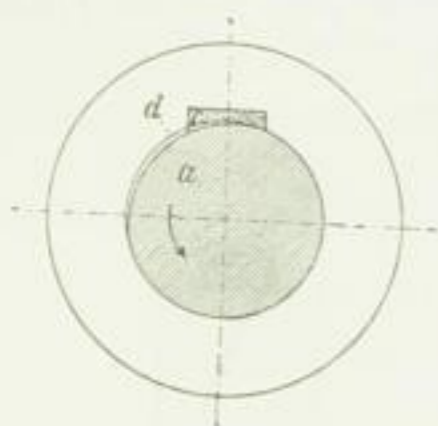


Fig. 177.

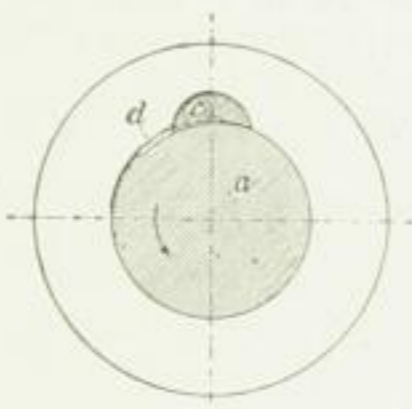


Fig. 178.

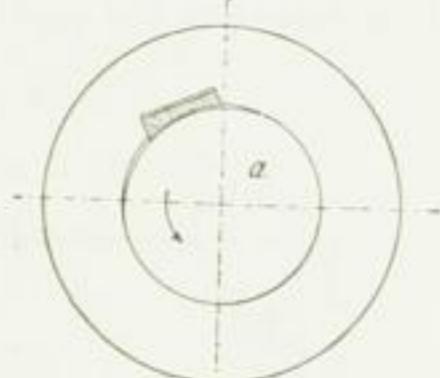


Fig. 179.

moyeu, une rainure excentrique *d*, dans laquelle se place une pièce *c*, en forme de barre. La figure 179 montre le moyeu tourné, par rapport au prisme, de façon que ce dernier ne soit pas serré entre l'arbre et le moyeu qui pourrait alors être retiré de l'arbre. En tournant l'arbre dans la direction indiquée, le serrage produit l'assemblage des deux parties que l'on peut, au contraire, séparer en tournant l'arbre en sens inverse.

3. Bras.

Le calcul exact des bras d'une roue entièrement composée de fonte doit procéder de la déformation élastique de la roue et de sa couronne, il comporte de notables difficultés¹

¹ Les considérations suivantes donnent un aperçu des circonstances dont il y a lieu de tenir compte pour les engrenages, mais qui sont aussi applicables aux bras des poulies à courroies et à câbles. Pour la clarté des explications, il sera fait abstraction de l'influence du poids et des effets de l'inertie de la masse considérée.

L'effort est variable suivant les rapports d'épaisseur des bras et de la couronne.

et, par suite de l'existence, dans la fonte, de tensions dont la grandeur est inconnue, c'est un travail dont la valeur n'est pas complètement exempte d'incertitudes, surtout lorsqu'il s'agit

1. La couronne est assez épaisse, comparativement aux bras, pour que l'on puisse négliger sa déformation en présence de la leur.

Cette supposition se réalise, par exemple, approximativement sur les roues construites en Amérique et qui, avec une couronne très forte, ont des bras à section rectangulaire disposés de telle manière que le petit côté de la section se trouve dans le sens de la pression sur les dents. Le bras est alors très flexible comparativement à la couronne qui le fait fléchir.

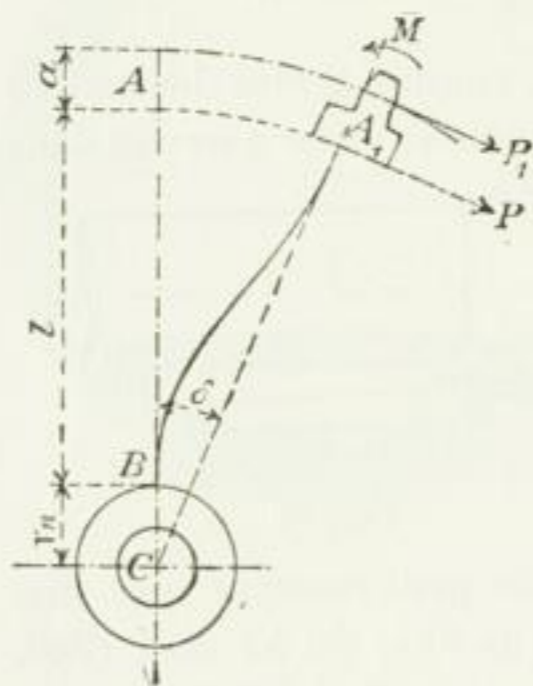


Fig. 180.

Soit AB, fig. 180, l'axe primitif du bras rectiligne et ACA₁ l'angle dont la couronne tourne par rapport au moyeu, sous l'influence de la pression de dent P₁ agissant sur le bras. Pour plus de clarté, cet angle est dessiné avec un agrandissement très exagéré. Le bras subit une flexion telle que sa ligne médiane coïncide en B avec le rayon CA et en A₁ avec le rayon CA₁, ce qui donne lieu à un point de courbure entre B et A₁. Si nous imaginons un morceau de la couronne coupé au point de jonction A₁ et P₁ remplacé par :

$$P = P_1 \frac{r_n + l + a}{r_n + l}$$

le maintien de l'état d'équilibre sur la partie séparée de la couronne nécessite l'application d'un moment de torsion à gauche M, comme l'indique la figure 180.

Si l'on admet que les bras soient des barres prismatiques, dont le moment d'inertie à considérer est I, et si l'on prend pour base une valeur moyenne constante du coefficient d'extension α , on trouve ce qui suit :

L'action de P seule ferait fléchir le bras comme l'indique la

figure 181, de sorte que l'on aurait, d'après les formules 21 et 20, page 33,

$$\beta = \frac{\alpha}{2I} Pl^2, \quad y' = \frac{\alpha}{3I} Pl^3.$$

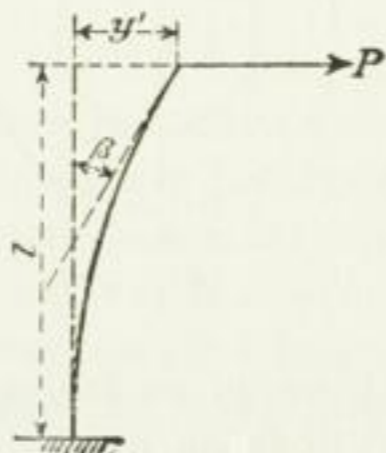


Fig. 181.

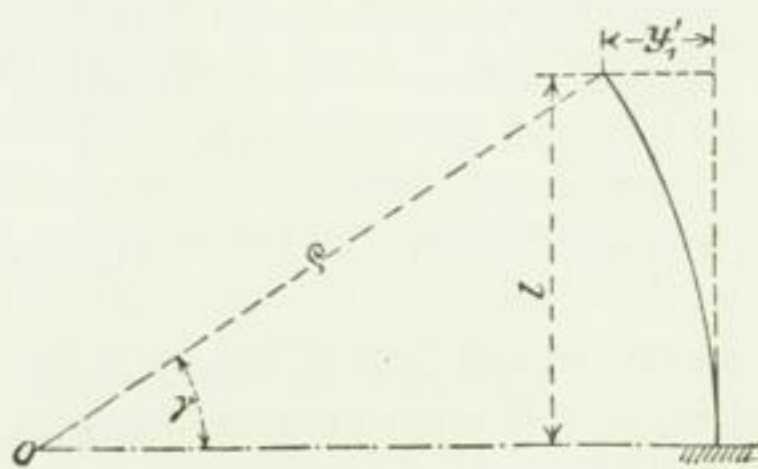


Fig. 182.

Sous la seule action de M, l'axe du bras, par suite de l'invariabilité de cette valeur, se courberait suivant un arc de cercle de rayon ρ qui, d'après l'égalité 15, se détermine d'après :

$$\frac{l}{\rho} = \alpha \frac{M}{I}$$

d'où, eu égard à la figure 182 et à cause de :

$$\sin \gamma = \frac{l}{\rho} = \alpha \frac{M}{I}$$

résulte :

$$\gamma = \alpha \frac{Ml}{I}$$

On obtient en outre :

$$(2\rho - y'_1) y'_1 = l^2 = \alpha \frac{2\rho y'_1}{I} \\ y'_1 = \frac{l^2}{2\rho} = \frac{1}{2} \alpha \frac{Ml^2}{I}$$

13

de roues de grand diamètre. On opère en conséquence, ordinairement, en cherchant par l'adoption de valeurs plus ou moins arbitraires à assurer des grandeurs suffisantes aux dimensions trouvées pour les bras ; c'est ainsi qu'il sera procédé ci-après.

Comme γ est aussi égal à l'angle apparent d'inclinaison de la ligne élastique à l'extrémité libre de la barre fig. 182, sur l'axe primitif de cette barre, et comme P et M agissent simultanément, on trouve pour l'angle désigné par δ sur la figure 180 :

$$\delta = \beta - \gamma = \frac{\alpha l}{I} \left(\frac{Pl}{2} - M \right).$$

La flexion de l'extrémité du bras, c'est-à-dire $\overline{AA_1}$ (fig. 180), atteint :

$$\begin{aligned} y - y_1 &= \frac{\alpha}{3I} Pl^3 - \frac{1}{2I} \alpha M l^2 \\ &= \frac{\alpha l^2}{I} \left(\frac{Pl}{3} - \frac{1}{2} M \right). \end{aligned}$$

En tenant compte du rapport géométrique sur la figure 180, on a :

$$y' - y'_1 = (l + r_n) \delta = (l + r_n) \frac{\alpha l}{I} \left(\frac{Pl}{2} - M \right),$$

et, par suite :

$$\begin{aligned} (l + r_n) \frac{\alpha l}{I} \left(\frac{Pl}{2} - M \right) &= \frac{\alpha l^2}{I} \left(\frac{Pl}{3} - \frac{1}{2} M \right), \\ M &= \frac{Pl}{3} \frac{l + 3 r_n}{l + 2 r_n} \end{aligned} \quad (I)$$

c'est-à-dire le moment fléchissant à l'endroit où le bras se rattache à la couronne.

Le moment fléchissant au moyeu atteint :

$$M_f = Pl - M = Pl - \frac{Pl}{3} \frac{l + 3 r_n}{l + 2 r_n} = \frac{Pl}{3} \frac{2l + 3 r_n}{l + 2 r_n} \quad (II)$$

Dans les cas où l est assez grand par rapport à r_n on trouve, d'après la formule :

$$M_f = \frac{2}{3} Pl \frac{1 + \frac{3}{2} \frac{r_n}{l}}{1 + 3 \frac{r_n}{l}}$$

la valeur approchée :

$$M_f = \approx \frac{2}{3} Pl \quad (III)$$

qui, à la vérité, est un peu supérieure à celle résultant de l'égalité II ; mais s'accorde avec le but de notre calcul technique :

La comparaison avec M (égalité I), montre que M_f est notablement supérieur à M et que, par conséquent, on peut prendre pour base M_f au moyeu.

Pour :

$$l = 2 r_n \qquad 4 r_n \qquad 6 r_n \qquad 8 r_n$$

on a :

$$M \text{ d'après l'égalité I : } \frac{5}{12} Pl = 0,42 Pl, \frac{7}{18} Pl = 0,39 Pl, \frac{3}{8} Pl = 0,375 Pl, \frac{11}{30} Pl = 0,367 Pl$$

$$M_f \text{ » » II : } \frac{7}{12} Pl = 0,58 Pl, \frac{11}{18} Pl = 0,61 Pl, \frac{5}{8} Pl = 0,625 Pl, \frac{19}{30} Pl = 0,633 Pl$$

$$M_f \text{ » » III : } 0,667 Pl, 0,667 Pl, 0,667 Pl, 0,667 Pl$$

2° La couronne est, comparativement aux bras, assez mince pour que sa réaction au point de vue de la déformation des bras soit négligeable.

Dans cette hypothèse, le moment qui soumet le bras à la flexion atteint au moyeu :

$$M_f = Pl.$$

Ce qui précède montre que le moment fléchissant d'après lequel se déterminent les

441

T 0,667

Jusqu'à quel point cette voie conduit-elle à des résultats utiles ? c'est ce que les considérations contenues dans la note placée au bas de cette page et des précédentes permettent d'apprécier d'une manière certaine, bien que limitée.

Si l'on désigne par i le nombre des bras de la roue, on admettra que $\frac{i}{4}$ bras participent simultanément à la transmission de la force et l'on peut supposer $i \geq 4$. Si alors I est le moment d'inertie de la section du bras (fig. 166, p. 241), à considérer en présence du moment fléchissant $M_f = Py$ dont on doit tenir compte, on a :

dimensions du bras au moyeu varie entre $\frac{2}{3} Pl$ (si l'on se base sur l'égalité III), et Pl suivant qu'il s'agit d'une couronne très forte ou très faible, comparativement aux bras.

A la couronne, on doit toujours donner assez d'épaisseur au bras pour qu'il offre encore assez de résistance au moment M . Avec la réduction de 5 : 4 les résistances de bras, ayant simplement une section de forme rectangulaire mais dont la hauteur varie, sont dans le rapport de :

$$5^2 : 4^2 = 25 : 16 = 1 : 0,64.$$

Si, maintenant, la section au moyeu était calculée, d'après la formule III, à $\frac{2}{3} Pl$, la résistance à la couronne avec la réduction d'épaisseur indiquée suffirait pour le moment $0,64 \cdot \frac{2}{3} Pl$, (aussi exactement que le comporte l'application aux bras dont l'épaisseur diminue vers la couronne, des rapports trouvés ci-dessus pour les bras de forme prismatique).

Des considérations tout à fait analogues s'emploient pour résoudre la question : dans quelle mesure chacun des bras contribue-t-il à transmettre la force au moyeu ? Nous nous bornerons ici aux remarques suivantes :

Quand la pression sur les dents, figure 183, agit en a — au milieu de l'espace qui sépare les bras 1 et 2 — ces deux bras participent les premiers à la transmission de la force, les bras 3 et 4 y participent

seulement dans la mesure de leur entraînement à la suite de la déformation qui se produit alors. Cette différence, dans la part que prennent les bras à la transmission de la force, est d'autant plus grande que la couronne est plus mince, toutes les autres conditions étant égales, et d'autant moindre que l'épaisseur de la couronne est plus grande.

Quand la pression sur les dents agit en b , c'est principalement le bras 2 qui a la charge de transmettre la force au moyeu ; les bras 1 et 3 sont entraînés dans la mesure suivant laquelle la pression sur les dents se transmet par les quarts de couronne bc et bd . L'effet correspondant se produit pour le bras 4. Avec une couronne relativement mince, l'excédent de fatigue du bras 2 sera plus grand qu'avec une couronne épaisse.

On voit, d'après ce qui précède, qu'il est généralement impossible de répartir également la pression des dents sur tous les bras. Cela, toutefois semble pouvoir se réaliser, dans certains cas particuliers, avec une approximation plus ou moins grande, par exemple avec le mode de construction américain mentionné à l'art. 1 ci-dessus : couronne épaisse, bras très flexibles.

L'hypothèse énoncée ci-dessus au sujet de la répartition de la pression sur les dents, et servant de base à la formule 252, doit non seulement tenir compte de l'irrégularité de cette répartition, mais aussi des tensions moyennes existant dans la fonte et qui peuvent être très importantes dans les roues d'une seule pièce.

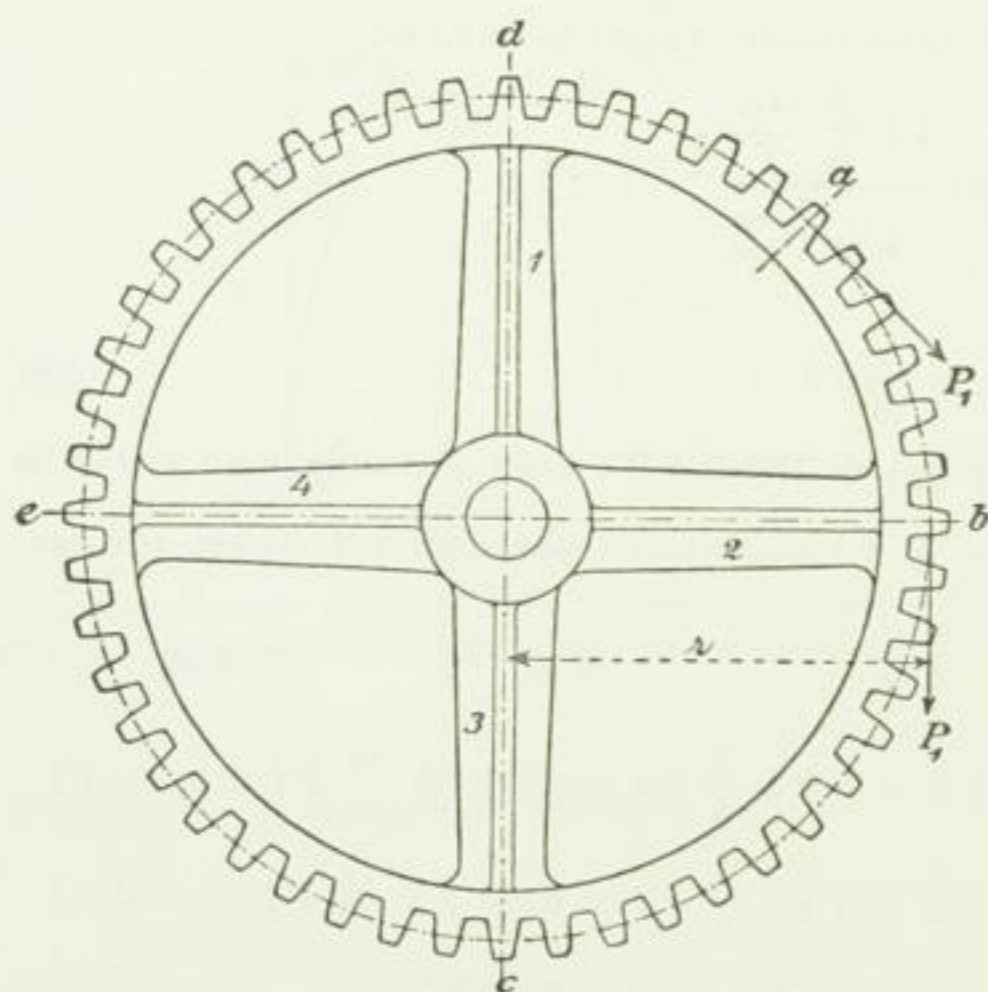


Fig. 183.

de roues de grand diamètre. On opère en conséquence, ordinairement, en cherchant par l'adoption de valeurs plus ou moins arbitraires à assurer des grandeurs suffisantes aux dimensions trouvées pour les bras ; c'est ainsi qu'il sera procédé ci-après.

Comme γ est aussi égal à l'angle apparent d'inclinaison de la ligne élastique à l'extrémité libre de la barre fig. 182, sur l'axe primitif de cette barre, et comme P et M agissent simultanément, on trouve pour l'angle désigné par δ sur la figure 180 :

$$\delta = \beta - \gamma = \frac{\alpha l}{I} \left(\frac{Pl}{2} - M \right).$$

La flexion de l'extrémité du bras, c'est-à-dire $\overline{AA_1}$ (fig. 180), atteint :

$$\begin{aligned} y - y_1 &= \frac{\alpha}{3I} Pl^3 - \frac{1}{2I} \alpha M l^2 \\ &= \frac{\alpha l^2}{I} \left(\frac{Pl}{3} - \frac{1}{2} M \right). \end{aligned}$$

En tenant compte du rapport géométrique sur la figure 180, on a :

$$y' - y'_1 = (l + r_n) \delta = (l + r_n) \frac{\alpha l}{I} \left(\frac{Pl}{2} - M \right),$$

et, par suite :

$$\begin{aligned} (l + r_n) \frac{\alpha l}{I} \left(\frac{Pl}{2} - M \right) &= \frac{\alpha l^2}{I} \left(\frac{Pl}{3} - \frac{1}{2} M \right), \\ M &= \frac{Pl}{3} \frac{l + 3 r_n}{l + 2 r_n} \end{aligned} \quad (I)$$

c'est-à-dire le moment fléchissant à l'endroit où le bras se rattache à la couronne.

Le moment fléchissant au moyeu atteint :

$$M_f = Pl - M = Pl - \frac{Pl}{3} \frac{l + 3 r_n}{l + 2 r_n} = \frac{Pl}{3} \frac{2l + 3 r_n}{l + 2 r_n} \quad (II)$$

Dans les cas où l est assez grand par rapport à r_n on trouve, d'après la formule :

$$M_f = \frac{2}{3} Pl \frac{1 + \frac{3}{2} \frac{r_n}{l}}{1 + 3 \frac{r_n}{l}}$$

la valeur approchée :

$$M_f = \approx \frac{2}{3} Pl \quad (III)$$

qui, à la vérité, est un peu supérieure à celle résultant de l'égalité II ; mais s'accorde avec le but de notre calcul technique :

La comparaison avec M (égalité I), montre que M_f est notablement supérieur à M et que, par conséquent, on peut prendre pour base M_f au moyeu.

Pour :

$$l = 2 r_n \qquad 4 r_n \qquad 6 r_n \qquad 8 r_n$$

on a :

$$M \text{ d'après l'égalité I : } \frac{5}{12} Pl = 0,42 Pl, \frac{7}{18} Pl = 0,39 Pl, \frac{3}{8} Pl = 0,375 Pl, \frac{11}{30} Pl = 0,367 Pl$$

$$M_f \text{ » » II : } \frac{7}{12} Pl = 0,58 Pl, \frac{11}{18} Pl = 0,61 Pl, \frac{5}{8} Pl = 0,625 Pl, \frac{19}{30} Pl = 0,633 Pl$$

$$M_f \text{ » » III : } 0,667 Pl, 0,667 Pl, 0,667 Pl, 0,667 Pl$$

2° La couronne est, comparativement aux bras, assez mince pour que sa réaction au point de vue de la déformation des bras soit négligeable.

Dans cette hypothèse, le moment qui soumet le bras à la flexion atteint au moyeu :

$$M_f = Pl.$$

Ce qui précède montre que le moment fléchissant d'après lequel se déterminent les

241

0,667

et, en outre, quand on n'introduit pas k_f avec une trop haute valeur dans le calcul. En pareils cas, on doit particulièrement tenir aussi compte de l'influence du poids propre et, le cas échéant, de celle de la force d'inertie des masses considérées séparément.

Les principales nervures des bras, placées perpendiculairement à l'axe des roues, doivent, pour des roues que l'on exécute d'après des modèles et dont l'emploi est prévu pour des arbres de différents diamètres, se réunir au milieu de manière à pouvoir s'adapter à des moyeux de grandeurs diverses et pourvus des marques de noyau appropriées.

4. Exemples de roues et particulièrement de roues composées de parties assemblées.

Pour un service exempt de secousses, on peut employer des roues dont le diamètre atteint 1800 mm environ et que l'on coule d'une seule pièce; pourtant, avec des dimensions aussi grandes, les tensions naturelles dans la fonte atteignent déjà une importance notable, de sorte qu'avec des roues exposées à des chocs pendant leur fonctionnement, la limite, qui d'ailleurs s'élève avec les perfectionnements de l'art du fondeur, et dépend par conséquent de ces perfectionnements, doit être sensiblement abaissée.

On peut, en grande partie, supprimer les tensions en divisant le moyeu, c'est-à-dire en ne le faisant pas d'un seul bloc mais en le coulant en plusieurs parties, comme l'indique la figure 77 de la planche 4; pour cela on place dans le moule des plaques de fer laminé (2 pour 4 bras et 3 pour 6) que l'on enduit de graphite ou d'argile. L'assemblage se fait alors en remplissant d'abord, avec du zinc fondu, les interstices ou joints ainsi obtenus et en reliant les parties du moyeu entre elles au moyen d'anneaux posés à chaud et dont la section résulte approximativement de la formule $5 \text{ cmq} + 0,05 d_0^2$, dans laquelle d_0 représente le diamètre d'arbre correspondant au moment de torsion à transmettre.

On s'efforce d'arriver au but atteint par ce mode de construction, qui semble admissible pour des roues dont le diamètre va jusque vers 3500 mm, quand des questions de transport ou de montage ne s'opposent pas à l'exécution, en une seule pièce, d'une roue aussi grande, en divisant la roue en deux parties. On peut alors fondre séparément les deux moitiés de la roue, ou mouler celle-ci en mettant dans le moule des plaques aux surfaces qui doivent être séparées et en brisant le métal après son refroidissement, fig. 78, pl. 5. La surface irrégulière de rupture ainsi obtenue prévient, avec ce dernier procédé, le déplacement réciproque des deux parties de la roue. Avec le premier mode d'exécution, qui comporte l'ajustage des surfaces de contact, ce déplacement doit, au contraire, être évité avec le plus grand soin, ce que l'on fait de la manière la plus simple en forant un trou dont l'axe se trouve dans les surfaces de contact; ce trou est ensuite taraudé et l'on y introduit une broche filetée. Voir, à titre d'exemple, la figure 92, pl. 8. Ces broches filetées peuvent aussi se mettre en place avant l'assemblage des moitiés de roue à l'aide de boulons. Il est inutile alors de les pourvoir du carré servant à les visser.

Par contre, les roues dont les bras forment, conformément à la figure 184¹, un croi-

¹ Ces roues sont construites de façon que le plan médian de la couronne de dents coïncide avec le plan médian du coussinet, et tel est le cas pour la figure 184. Dans ce cas, la composante de la pression des dents dirigée perpendiculairement à l'axe est directement supportée par le coussinet à collets et n'exerce, par conséquent, aucune réaction sur la crapaudine, à moins qu'il s'agisse d'un arbre vertical. La composante verticale de la pression des dents qui existe sur les roues d'angle exerce, naturellement, sur la crapaudine une réaction qui, toutefois, n'est ordinairement pas très importante. Pour des dispositifs de ce genre appliqués aux turbines, voir le travail de l'auteur « Roues hydrauliques », pl. 1, fig. 1 à 3 et la note au bas de la page 59.

sillon en forme de cloche, peuvent se faire en une seule pièce jusqu'à un diamètre à peu près double de celui indiqué, sans qu'il soit nécessaire d'en diviser le moyeu.

Quelquefois aussi on fait les petites roues en deux moitiés, surtout quand une roue de ce genre doit se monter sur un arbre déjà en service, et quand il est très difficile ou même impossible d'enfiler la roue sur l'arbre. Si cette roue est divisée suivant un plan médian, son montage sur l'arbre peut s'opérer avec facilité.

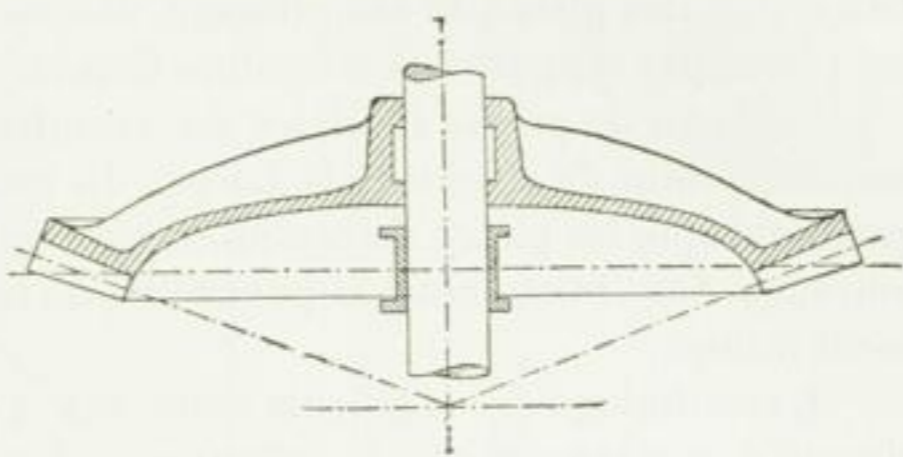


Fig. 184.

Si le diamètre d'une roue dépasse 4500 mm, environ, la couronne dentée est ordinairement divisée en segments. Plusieurs types de construction peuvent servir dans ce cas.

On peut couler ensemble le moyeu et les bras, de manière à obtenir une étoile formée par les bras; il reste alors à assembler les segments de couronne avec les bras et entre eux. La figure 79 de la planche 5 représente une roue de ce genre. L'assemblage mentionné ci-dessus des segments et des bras s'effectue au moyen d'anneaux ovales *a*, en fer forgé et de clavettes *bb*. Il ne faut pas perdre de vue, dans ce cas, que tout angle vif doit être évité à la base des saillies.

Assez fréquemment on partage le moyeu en prévision du transport et du montage, on obtient alors deux moitiés d'étoile qu'il est nécessaire d'assembler entre elles.

Suivant un second mode de construction, le moyeu est fondu à part et chaque segment de couronne est fondu avec un des bras.

Si les roues sont exposées à des influences de nature à donner lieu à une usure relativement rapide des dents, il peut sembler avantageux de faciliter le remplacement de ces dernières. La figure 81, pl. 5, indique un dispositif de ce genre. Les clavettes *dd* et *ee* ont pour but de réunir la couronne de dents à la couronne de la roue et les bras au moyeu au moyen d'assemblages à tension. La pression sur les dents agit en produisant la rotation à droite.

Un troisième mode de construction comporte l'emploi d'un moyeu, de bras et de segments coulés isolément. La figure 82, pl. 5, représente une roue de ce genre. Les assemblages à tension sont obtenus, dans ce cas, au moyen de boulons coniques en acier (fig. 62, p. 116), qui doivent être bien rodés. On doit se figurer la pression des dents agissant pour produire la rotation à droite.

La figure 83, pl. 6, représente, comme type de ce mode de construction, le volant denté d'une machine à vapeur. On donne le poids nécessaire à la couronne en y insérant des pièces spéciales. Avec une couronne pleine, on est exposé à ce que l'irrégularité du refroidissement produise, aux endroits où les dents se joignent à la couronne, des cavités susceptibles de nuire à la résistance de ces dents. Avec la construction représentée on se débarrasse de tout souci à cet égard en modifiant le moins possible et seulement par degrés le rapport entre les masses et les surfaces de refroidissement. Les pièces de remplissage sont simplement introduites dans la couronne dentée, à laquelle on les réunit au moyen de deux boulons. Ces pièces sont pourvues de deux appendices *aa* au moyen desquels la force centrifuge et, en partie aussi le poids, ne peuvent agir sur les bras sans exercer un effort réel sur la couronne dentée.

Si l'on désirait, en prévision de chocs dont les effets ne dépasseraient pas certaines limites, se prémunir contre la possibilité d'une rupture des bras, on y arriverait en insérant

entre chaque couple de pièces de remplissage une plaque plus ou moins élastique. Le mode de fixation des pièces de remplissage devrait naturellement permettre un mouvement de ces pièces par rapport à la couronne dentée.

L'emploi de pièces spéciales de remplissage procure, outre l'avantage de faciliter le montage, celui de diminuer la fatigue du tour en l'air sur lequel la roue doit être appliquée, puisque les pièces de remplissage n'ont pas besoin d'être fixées à la roue pendant le tournage. On obtient ainsi la possibilité de tourner de lourds volants sur des tours relativement faibles.

L'assemblage des segments entre eux s'opère directement au moyen de boulons et de clavettes, mais peut aussi s'effectuer indirectement au moyen de boulons coniques bien ajustés. L'assemblage à tension sur le moyeu s'obtient en mettant les bras en place et en perçant des trous dont les axes sont situés dans les surfaces de contact des bras avec le moyeu. Dans ces trous qui doivent, en cas de besoin, être aussi très soigneusement alésés, on introduit finalement de forts goujons d'acier chassés à force.

On peut estimer la fatigue des bras d'un volant, sous l'influence des forces vives, d'après les formules 94 et 95.

Quant à l'influence de la force centrifuge, on pourra consulter la fin du chapitre troisième.

Pour remplacer par le tournage le travail aux machines à raboter ou à mortaiser, et aussi une partie du travail manuel qu'exige le procédé ordinaire de fixation des bras sur le moyeu, on a été conduit à la construction, représentée fig. 84, pl. 7, et qui donne aussi des moyeux un peu plus légers. Ce mode d'assemblage semble plus admissible quand le bras pénètre dans le moyeu avec des surfaces non cylindriques mais coniques; mais il exige certainement une exécution plus minutieuse.

Pour éviter, en général, l'ajustage des bras, l'auteur a mis en pratique le système de construction représenté fig. 85, pl. 7. Comme les dents restent brutes, il faut d'abord ajuster les segments ensemble en veillant à obtenir la régularité de division; il faut ensuite tracer les lignes ab et raboter les segments, ce qui peut se faire à la fois pour les deux surfaces de contact de chaque segment (c'est en partie dans ce but que la forme des segments a été choisie). On trace ensuite les têtes des bras, de manière qu'elles aient autant que possible des directions radiales, et l'on exécute l'ajustage convenable. Les deux moitiés du moyeu, tournées sur les plans intérieurs contre lesquels portent les bras, sont alors appliquées des deux côtés sur les bases des bras, avec lesquels on les assemble à l'aide de boulons. On exécute ensuite le perçage et l'alésage des trous c , travaux d'autant moins difficiles qu'il y a moins d'intervalle entre les bases des bras. On introduit dans les trous c des goujons d'acier résistants et faiblement coniques, qui produisent l'assemblage à tension du moyeu et des bras.

Comme les disques du moyeu ne travaillent pas à la flexion, ce qui a lieu, par exemple, avec le mode de construction indiqué fig. 83, pl. 6, on peut leur donner une faible épaisseur et obtenir, en conséquence, un moyeu relativement léger.

Les moyeux qui travaillent fortement à la flexion doivent toujours avoir une périphérie en forme de cylindre circulaire, afin que l'on puisse, en cas de rupture d'un de ces moyeux, le remettre en état de service en passant sur lui, à chaud, un anneau en fer forgé.

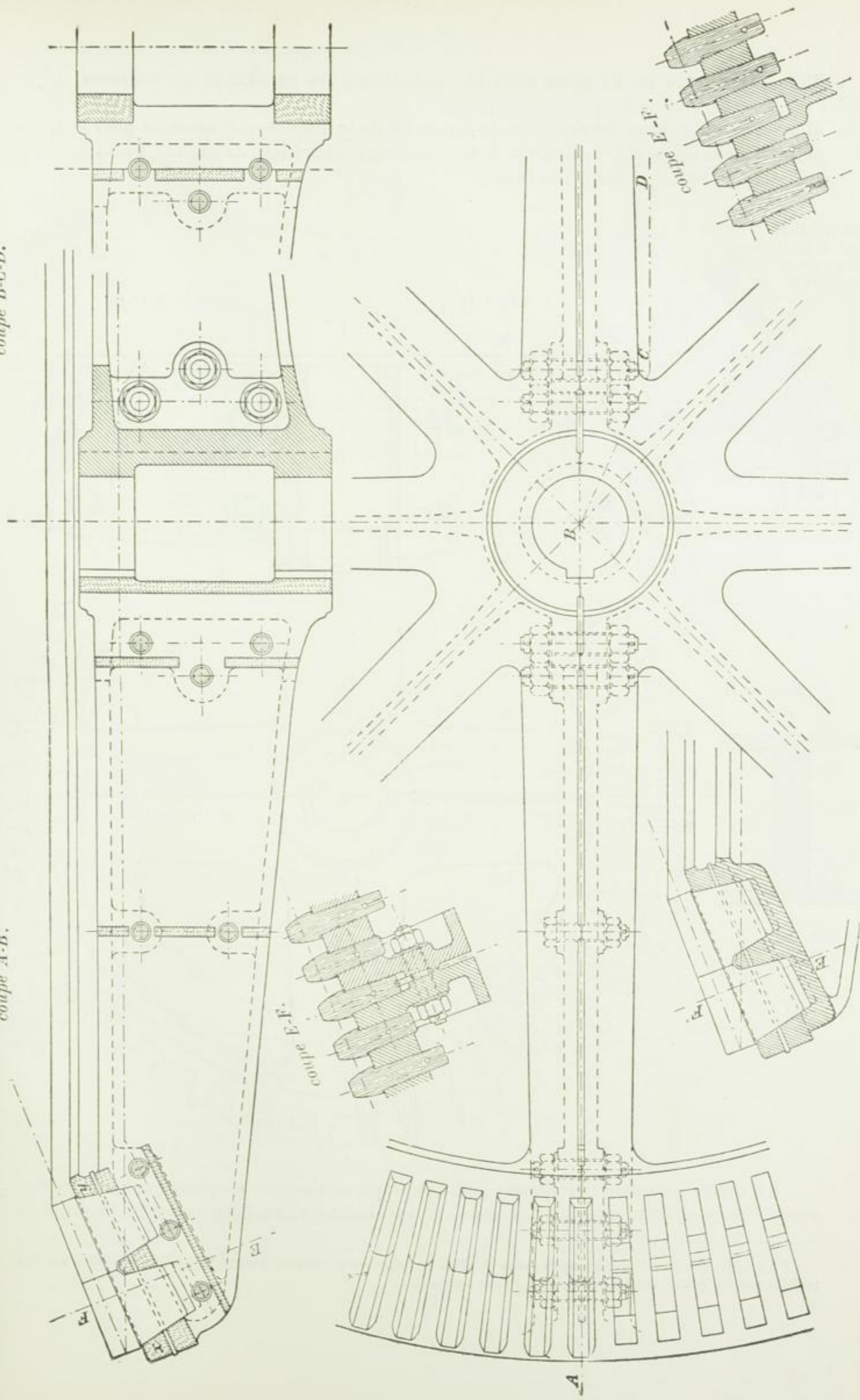
Pour que les bras de grandes et lourdes roues n'aient pas des dimensions de section qui leur donnent une apparence informe, on doit les construire de façon qu'ils participent tous — aussi également que possible à la transmission de la force — (voir la note au bas de la page 246). Cela se produit quand la couronne a une rigidité suffisante et quand les bras sont suffisamment élastiques. L'auteur s'est placé à ce point de vue pour déterminer les

87A

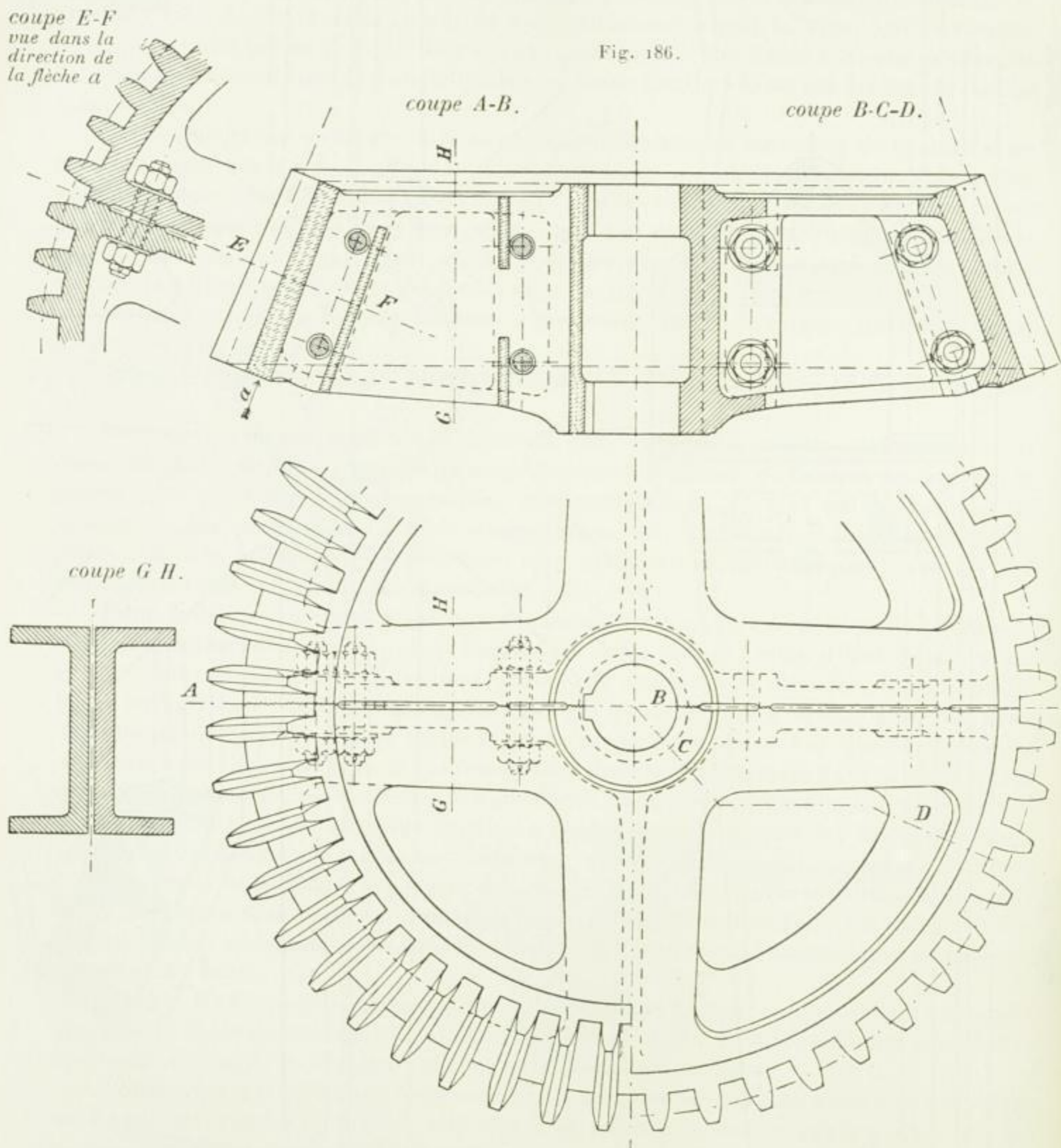
Lit. 182.
Fig. 185.

coupe A-B.

coupe B-C-D.



dimensions de la roue dessinée sur la figure 85 de la planche 7, comme on peut le reconnaître d'après les puissants renforts de la couronne et la section, de grandeur notable, de la ceinture tracée sur la coupe des bras.



S'il arrive qu'une roue soit assez petite pour que son moyeu ne puisse recevoir un clavetage, on y ajoute, sur un des côtés ou sur les deux, un disque comme l'indique la

¹ Au sujet du poids des grandes roues droites en plusieurs parties, voir le travail de l'auteur sur les turbines et les roues verticales, p. 150, 176 et suivantes.

Fig. 187.

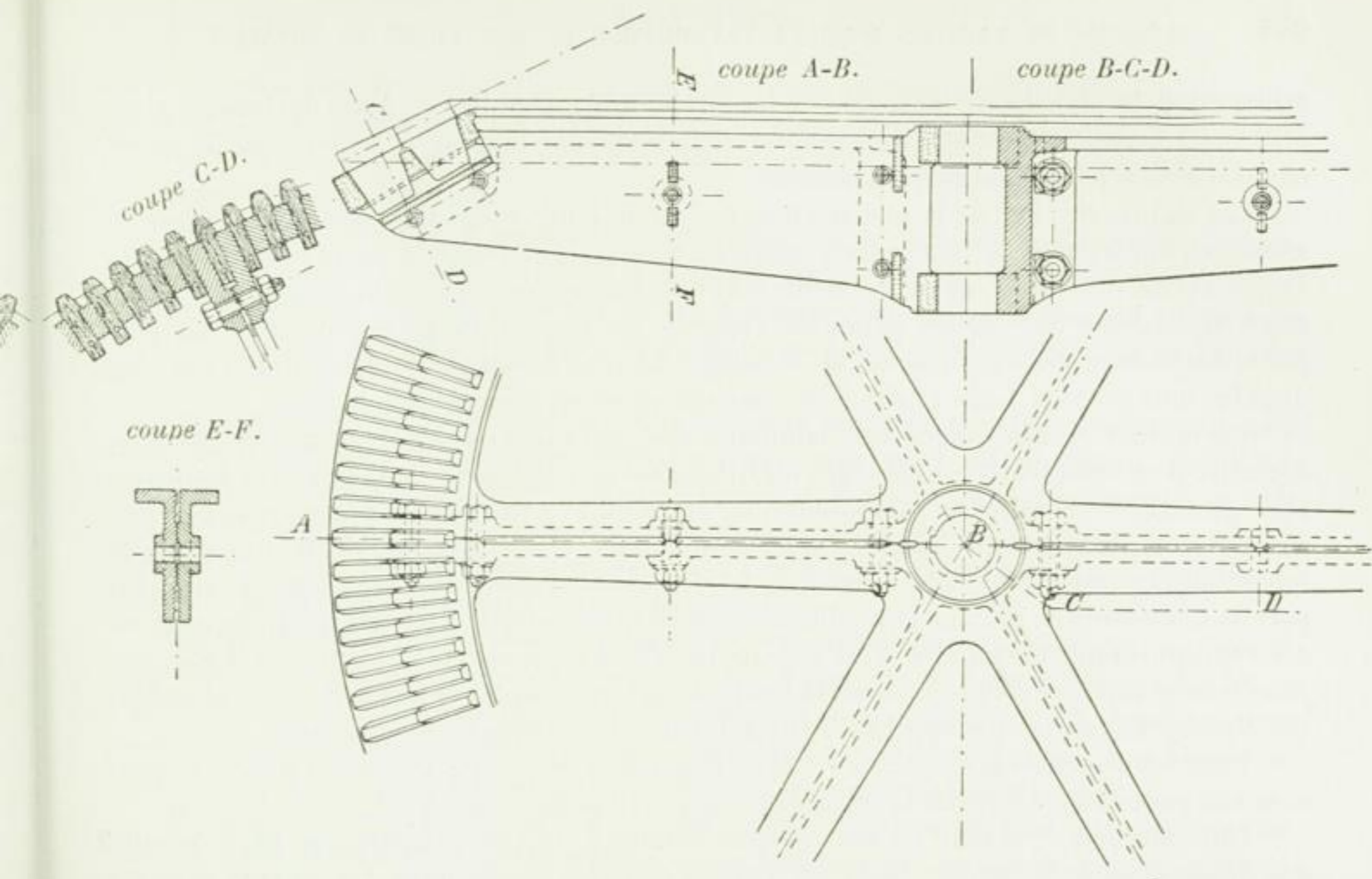


Fig. 188.

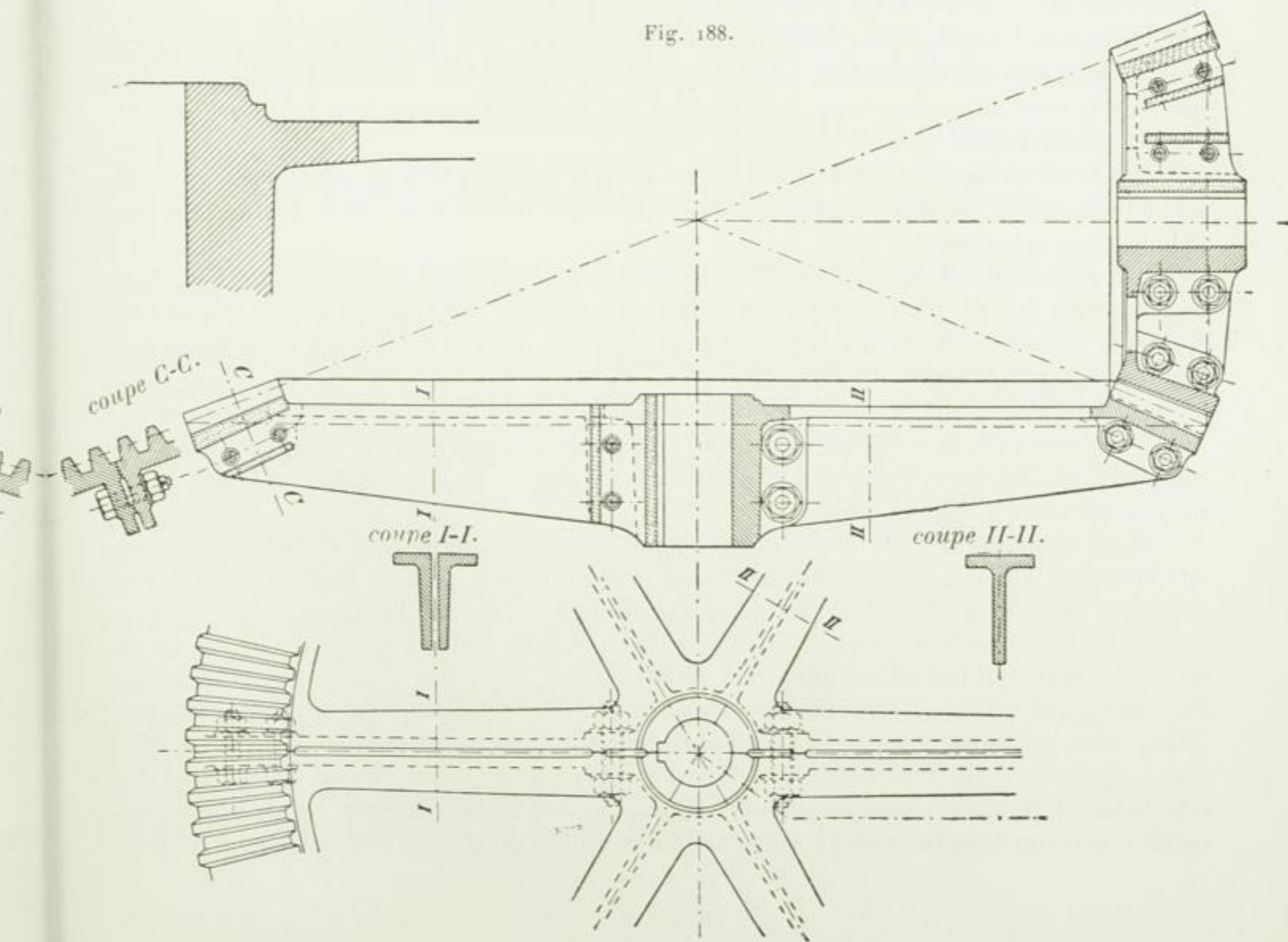


figure 86 de la planche 5; mais comme les angles des intervalles de dents deviennent alors difficiles à nettoyer, il est bon de donner à cette roue une largeur b_1 supérieure de 10 mm environ à celle de la roue correspondante.

Les figures 87 et 88 de la planche 6 reproduisent l'engrenage intermédiaire, à dents en chevrons, appartenant à une grande machine réversible (*Phoenix*, à Laar près Ruhrort). Le pas est de 178 mm, la racine des dents a 63 mm, leur sommet en a 52, largeur des dents 600 mm, diamètre des cercles primitifs 1190 mm (21 dents), 3627 mm (64 dents). La plus petite des deux roues est en acier de moulage. La plus grande se compose d'un croisillon dont les bras sont en fonte et d'une couronne de dents en acier de moulage.

On fournit régulièrement aux laminoirs des *cylindres dentés* de ce genre, jusqu'au diamètre d'environ 600 mm, avec leurs tourillons venus à la fonte; mais pour des diamètres plus grands ces cylindres se composent d'un arbre ou axe en acier forgé avec soin et d'une couronne ou d'un anneau dentés en acier de moulage. Pour transmettre de très grandes forces, on juxtapose deux couronnes dont les dents sont disposées en sens contraires, ce qui permet d'obtenir une marche aussi douce en avant qu'en arrière; on fait aussi la roue en acier forgé, comme le cylindre denté exécuté par *Fr. Krupp* et représenté p. 232 et 233. Les *fonderies d'acier de Hagen* opèrent la fixation conformément à la figure 89 de la planche 7 (*E. Dann*). Les ergots n empêchent l'anneau denté de se déplacer latéralement.

Pour les dimensions des *dents en bois*, il convient de se reporter aux explications données aux pages 227 et 228 sur les figures 90, 91, pl. 6 et figure 92, pl. 8.

La séparation de la dent en deux parties, comme l'indique la figure 92, pl. 8, résulte des dimensions de la matière dont on dispose pour les dents, pour des valeurs diverses de b . Pour $b \geq 180$ mm, il est généralement utile de diviser les dents.

La matière employée à la fabrication des dents est le bois de charme; on doit exiger surtout qu'il soit sec, sans cela il serait impossible d'obtenir une fixation durable de la denture sur la roue. Dans beaucoup d'ateliers, on fait bouillir les dents dans l'huile, afin de les rendre plus durables.

Pour être sûr que la direction des fibres dans les dents en bois ou alluchons sera parallèle à la longueur l de ces derniers, ce qui contribue à la résistance de la denture, on fend le bois après son abatage.

Les dents en bois se fixent sur la roue au moyen de coins en bois, fig. 90, pl. 6, ou de goupilles, fig. 91, pl. 6. En dehors de la siccité du bois, un ajustage soigné et une forte épaisseur de couronne sont les conditions primordiales de la sécurité de l'assemblage pendant son fonctionnement.

On doit avoir soin de donner au bras, à l'endroit où il se réunit à la couronne d'une roue à denture en bois, une forme telle que l'on puisse chasser les alluchons, les coins et les goupilles. On obtient le premier de ces résultats au moyen de l'intervalle x et le second au moyen des trous y , fig. 92, pl. 8.

Pour empêcher que les petits déplacements inévitables de la roue dans le sens de son axe, donnent lieu à la formation de saillies sur les alluchons, on doit donner aux dents en fonte 6 à 10 mm de plus, en largeur, qu'aux dents en bois, comme l'indique la figure 92.

Si les dents en bois doivent être ménagées pendant leur service, il est nécessaire de tailler les dents qui travaillent avec elles. Cela présente, il est vrai, l'inconvénient d'obliger à supprimer la croûte de fonte, dont la dureté et la durée présentent de grands avantages, et de rendre, par suite, l'usure des dents plus rapide. Si l'on considère que, dans le premier cas, les dents en fonte brute usent très vite les dents en bois; ce qui, lorsque le nombre des alluchons est grand, entraîne à des frais importants, non seulement pour les alluchons eux-mêmes, mais quelquefois aussi à cause de l'interruption du travail nécessaire pour la pose

d'une nouvelle denture ; si l'on tient compte, en outre, de l'impossibilité d'obtenir avec des dents en fonte brute une marche aussi tranquille qu'avec des dents taillées, et de ce que les dents en bois trouvent leur place quand il s'agit de grandes vitesses, on doit donner la préférence aux dents de fonte taillées.

La figure 93 de la pl. 8 montre la construction d'une roue conique à dents de bois. Pour fixer exactement et avec certitude la position de la roue sur l'arbre, et résister directement à la pression axiale exercée par les roues coniques sur leurs arbres, on donne à ces derniers, comme le montre la figure un épaulement pour lequel une hauteur de 1 à 2 mm est suffisante.

La pression, mentionnée ci-dessus, que les roues coniques exercent sur l'arbre dans la direction de leur axe, se détermine comme suit avec une exactitude suffisante. Soit CN la direction suivant laquelle agit la pression de la dent qui, le plus souvent, s'écarte de sa composante tangentielle P (correspondant au point extrême de l'étendue de l'engrènement), la composante CS se trouve dans la direction de la génératrice CG du cône moyen complémentaire. On obtient aussi la pression axiale cherchée CP_a .

Les figures 185 à 188 représentent des roues coniques en deux parties et à surfaces de séparation obtenues par *rupture de la fonte* (Ces roues ont été construites par E. Meyer d'après ses dessins). Avant de briser la fonte on perce en x et y , figure 185, quelques trous pour faciliter la rupture. Cette remarque s'applique naturellement aussi aux roues des figures 186, 187 et 188. Les figures 185 et 186 sont les roues d'une même paire.

H. Michaelis (brevet allemand n° 44 543), a garni de bois les flancs de dents qui travaillent, dans le but d'obtenir la marche moins bruyante des alluchons sans soumettre le bois à la flexion. W. Schmidt (brevet allemand n° 86 637), cherche à diminuer la flexion des dents en bois en ajoutant, des deux côtés de la couronne de dents, des rebords ayant des ouvertures servant à introduire, par les côtés, les dents en bois auxquelles ces rebords servent d'appuis.

Rich. Claessen et Max Willenius (brevet allemand, n° 83 113, du 13 juin 1893), munissent les dents d'une couche de caoutchouc durci. Ils emploient le même procédé sur les surfaces travaillantes d'autres parties de machines, telles que glissières, coquilles de coussinets, etc.

E. Frankel (brevet allemand, n° 50.203) fait des dents élastiques, en tôle d'acier, qui fléchissent sous la pression des dents.

C. A. Löwe, à Berlin, fabrique — spécialement — pour obtenir une marche silencieuse avec un grand nombre de tours, des roues dentées et des dents en cuir vert, en comprimant des morceaux de ce cuir spécialement préparé et imprégné, à l'aide d'une forte pression et en se servant d'un agglutinant particulier. Les blocs de cuir vert ainsi obtenus se taillent comme une roue en fonte ou un alluchon. D'autres fabricants font des roues de ce genre, ainsi que des dents séparées, avec du cuir à semelles. Ces produits s'emploient, depuis quelque temps, assez fréquemment, surtout quand il s'agit d'engrenages faisant un grand nombre de tours, comme ceux employés dans les commandes par électromoteurs. Une seule des roues qui travaillent ensemble a des dents en cuir vert, les dents de l'autre roue sont en acier, en bronze ou en fonte et fraisées ou mortaisées.

D'après les résultats d'expériences que l'auteur a pu obtenir, il existe des engrenages en cuir vert donnant de bons résultats à des vitesses de 400 à 1000 tours environ par minute, et dont l'essai en vue de la détermination du coefficient k dans la formule $P = kbt$ (p. 216), donne des valeurs de 4 à 8. Sur les tramways électriques, pour lesquels il est nécessaire de limiter considérablement les dimensions, la valeur moyenne (normale) de la charge s'élève, en nombre rond, au double, et pour la période de démarrage — c'est-à-dire, à

12
a

la vérité, pendant un temps très court — on arrive à des valeurs encore plusieurs fois supérieures¹. Il faut apporter du soin à la fixation des roues en cuir vert sur leur arbre, surtout quand le sens de la rotation varie (comme cela arrive par exemple sur les tramways électriques dans le cas du passage de la marche en avant à celle en arrière) et quand on doit redouter que l'échauffement des arbres, à la suite de grippage des coussinets, ramollisse le cuir vert. *Schmoller* munit en conséquence les roues, sur leurs surfaces latérales, de disques en bronze pressés contre le cuir par des rivets passés parallèlement à l'axe. La clavette de fixation transmet alors le moment de rotation aux dents par l'intermédiaire des disques en bronze. La denture est aussi taillée dans les disques latéraux en bronze. Dans leur partie en bronze, les flancs des dents s'usent rapidement, il est vrai, mais ils empêchent la matière des dents en cuir vert de s'écarter latéralement. Le fait que sur des roues de ce genre les flancs en bronze restent un peu en arrière des flancs en cuir vert indique que les dents en cuir vert cèdent un peu, comme des ressorts, à la pression.

Pour le nombre des dents, on évite de descendre au-dessous du minimum de 11 et, pour le pas le plus petit, au-dessous de 7 à 8 mm. Les engrenages exécutés par *C. A. Loewe* atteignent, en nombres ronds, 700 mm de diamètre et 300 mm de largeur².

Les roues en cuir vert ne s'emploient ordinairement que comme roues droites ; mais la maison indiquée fabrique aussi des roues coniques. On applique aussi le cuir vert à l'exécution des roues ou plateaux de friction.

¹ D'après des communications de *Schmoller*, l'accroissement de valeur serait du triple, comme le montre l'exemple suivant :

Rendement moyen du moteur	15 chevaux
Nombre de tours du moteur	450 par minute,
Nombres de dents.	17 et 68,
Diamètre du cercle primitif de la roue en cuir	
vert	124,7 mm,
Cercle à la tête des dents	140 » ,
Cercle au pied des dents.	106 » ,
Largeur de la roue	100 » .

Sur cette largeur 8 mm débordent de chaque côté au-dessus des disques en bronze, dont l'épaisseur s'élève, vers la rainure de la clavette, à 12 mm. Au démarrage, on a trouvé des pressions sur les dents de 900 à 1000 kg ; or, comme le pas atteint :

$$\frac{12,47 \pi}{17} = \approx 2,3 \text{ cm}$$

cela correspondrait à des valeurs de :

$$k \frac{900}{10,2,3} = \approx 39 \text{ kg à } \frac{1000}{10,2,3} = \approx 43,5 \text{ kg.}$$

tandis que pour le travail normal de 15 chevaux on a :

$$P = \frac{15,75}{\pi 0,1247 \frac{450}{60}} = \approx 385 \text{ kg.}$$

d'où l'on tire :

$$k = \frac{385}{10,2,3} = 16,7 \text{ kg.}$$

Avec de pareilles valeurs de *k* la durée des roues ne peut être grande, cela se comprend, même si l'on tient compte de ce que l'élasticité de la matière permet toujours à deux paires de flancs de dents, pour le moins, de participer à la transmission de la force.

² Comme exemples d'engrenages éprouvés, la maison sus nommée a indiqué les suivants dans sa

Les dents en cuir vert ne résistent pas dans les endroits humides ou dans l'eau, ni dans l'huile.

La figure 94, pl. 6, montre une *vis* en fonte fixée sur un arbre en fer forgé. La pression qui agit dans le sens de l'axe de la vis doit être supportée par les coquilles des coussinets. Cette pression est supprimée sur beaucoup d'ascenseurs qui ont, sur un seul et même axe, une vis à gauche et une vis à droite, dont les filets subissent des pressions égales et opposées.

Une vis et sa roue hélicoïdale ne doivent pas être toutes deux en acier, il ne faut pas non plus que la première soit en fer si la seconde est en acier ; car autrement le métal se ronge avec facilité. Le fer et l'acier travaillent bien avec la fonte et le bronze. Si la vis est en acier, il est bon de faire la roue en bronze phosphoreux ou en quelque autre matière analogue. Quand la fonte est exclue, il est plus avantageux de faire les grandes vis sans fin en bronze qu'en acier, parce que l'on peut obtenir le trou et les filets à la fonte, ce qui rend les frais d'ajustage notablement inférieurs à ceux des vis forgées.

Malgré ces inconvénients la transmission du travail par vis sans fin et roue hélicoïdale a pris, dans ces derniers temps, une extension très marquée, surtout depuis que l'emploi

lettre du 31 août 1896. La dernière colonne du tableau donne les dates de leur mise en service.

Roues en cuir vert.

Diamètre du cercle primitif	Nombre de dents	Pas	Largeur des dents	Force en chevaux	Nombre de tours par minute	Genre de service	En service depuis
252 ^{mm}	28	9 π	70 ^{mm}	10	750	Electromoteur	Septembre 94
150 »	25	6 π	70 »	5	1500	Id.	Décembre 94
350 »	25	14 π	160 »	43	600	Id. avec pompes	Mars 95
113 »	14	25,35 ^{mm}	100 »	8	500	Tramways électriques	Novembre 95
160 »	20	8 π	80 »	5	500	Presses d'imprimerie	Novembre 95
220 »	20	11 π	130 »	4	100	Machines outils	Août 95
215 »	15	45 ^{mm}	170 »	20	200	Transmiss. de moulin	Septembre 95
156 »	13	12 π	150 »	8	300	Tramways électriques	Novembre 95
300 »	30	10 π	180 »	20	475	Electromoteur	Novembre 95
115 »	23	5 π	40 »	0,5	110	Régulateur	Décembre 95
240 »	16	15 π	180 »	39	680	Electromoteur	Février 96
180 »	15	12 π	150 »	25	810	Id.	Février 96
143 »	18	25 ^{mm}	80 »	4	450	Machines outils	Mars 96
153 »	15	32 »	95 »	3	140	Id.	Mars 96
247 »	25	31 »	94 »	8	250	Id.	Mars 96
250 »	25	10 π	140 »	30	800	Electromoteur	Mai 95
467,9 ^{mm}	21	70 ^{mm}	300 »	110	320	Turbine	Janvier 96

Toutes les roues mentionnées ci-dessus, à l'exception de la dernière, qui est une roue d'angle, sont des roues droites.

des électromoteurs à marche rapide augmente d'une manière si extraordinaire pour la commande des machines-outils, des monte-charges, etc. (voir les notes au bas des pages 236 et 238). Le ralentissement considérable qui, le plus souvent, est alors nécessaire, conduit naturellement à établir des mouvements à vis sans fin dont on s'efforce d'améliorer le rendement, soit en adoptant de fortes inclinaisons pour les vis, soit en diminuant la résistance au frottement sur les surfaces glissantes qui ont à supporter la pression axiale des vis. Les plus grands soins sont apportés au graissage.

La figure 103, pl. 12, montre la disposition du mouvement à vis sans fin d'une petite machine à rectifier commandée par un électromoteur (*Construction de la fabrique de machines outils de Kalk*). La vis à double filet est en bronze, la roue hélicoïdale est en fonte et moulée à la mécanique. Inclinaison de la vis $3\frac{3}{4}''$ anglais, nombre de dents de la roue 70, pas en mm 15π . L'électromoteur rend $3\frac{1}{2}$ chevaux à 1400 tours par minute; le nombre de tours de la roue hélicoïdale est $1400 \frac{2}{70} = 40$. La vis calée sur l'arbre en acier transmet sa pression axiale à une crapaudine portant contre une pièce de butée réglable à volonté. Entre la surface de la vis à son extrémité et le coussinet se trouve un espace libre destiné à empêcher le contact de la surface annulaire, ce contact pouvant produire une notable augmentation de la résistance due au frottement. L'enveloppe de la vis forme un réservoir d'huile de sorte que cette vis tourne constamment dans l'huile. Le coussinet de droite, où se trouve la vis de butée, paraît former un réservoir d'huile destiné à assurer la lubrification constante des surfaces circulaires qui glissent l'une sur l'autre. Ce récipient peut se remplir d'huile par un trou de graissage.

Sur l'arbre de la roue hélicoïdale est monté un lourd volant, dans lequel s'emmagasine la force vive nécessaire pour exercer la pression nécessaire au travail de rectification, de sorte que la pression sur les dents est moins irrégulière que l'on pourrait être disposé à l'admettre au premier abord.

La figure 104, pl. 12 (même fabrique que pour la figure 103) représente le mouvement à vis sans fin d'une machine verticale à fraiser. La vis est en acier, la roue est en fonte et ses dents sont taillées à la fraise. Pour recueillir l'huile qui s'écoule, on a entouré la roue d'une enveloppe. Tout le mouvement est protégé contre la poussière par un couvercle. L'huile qui s'écoule de la roue hélicoïdale sert, en même temps, à lubrifier le coussinet inférieur de l'arbre de la fraise.

La vis sans fin fait 100, 175 et 250 tours par minute. La commande est donnée par une poulie à trois gradins, dont le plus grand diamètre est 320 mm; la largeur de la courroie est 70 mm.

La figure 105, pl. 12 (même fabrique que pour la figure 103), montre le mouvement à vis sans fin d'un moteur hydraulique servant à faire mouvoir les chariots d'un four à recuire. La vis, à deux filets, est en bronze phosphoreux et calée sur l'arbre du moteur. La roue hélicoïdale, en fonte, a 30 dents moulées à la machine, avec un pas de 30π mm. Pour résister à la pression axiale, on a disposé des coussinets à billes destinés à diminuer la résistance due au frottement; il y a de chaque côté un coussinet de ce genre, parce que la roue est destinée à fonctionner dans les deux sens. Une vis de butée, servant en même temps de crapaudine à l'extrémité inférieure de l'arbre, permet, avec son contre-écrou, de régler les coussinets à billes quand il s'y produit de l'usure. Les billes sont trempées, ainsi que les voies qu'elles parcourent (voir fig. 332 et 333, chapitre quatrième, D I). La vis ne pouvant, par suite de sa position, tourner dans l'huile, la roue qui est au-dessous d'elle plonge dans un récipient d'huile.

On exécute les roues en se servant de modèles, de trousseaux et de noyaux rapportés pour chaque creux de dent, ou bien à l'aide de machines spéciales à mouler. Les roues droites moulées sur modèles ont des dents dont la forme n'est pas prismatique mais va un peu en diminuant. Si ces dents doivent rester brutes, il faut monter les roues de façon que la partie la plus mince des dents d'une roue engrène avec la partie la plus épaisse des dents de l'autre roue. La forme prismatique des dents taillées dispense de cette précaution. Le plus souvent les dents se taillent au moyen de machines ; c'est seulement dans les petits ateliers que la taille s'opère au burin et à la lime.

Un grand inconvénient du moulage des roues dentées sur modèles est la déformation de ces derniers. On ne peut éviter que des modèles conservés couchés sur le sol perdent leur forme normale et fournissent des roues mal faites. Le moulage sur modèles s'applique surtout à l'exécution des grandes roues, pour lesquelles on ne peut faire des modèles en métal. Pour cette raison il est bien préférable de faire les roues en se servant de machines à mouler, de trousseaux ou de noyaux rapportés : on obtient ainsi une division et un pas plus exacts. Ce mode d'exécution assure en outre, au point de vue des précautions à prendre suivant les circonstances, une liberté plus grande au constructeur qui n'est plus ou du moins n'est pas autant astreint à employer les modèles dont il dispose.

Il convient d'observer que l'on ne saurait apporter trop de soins à l'exécution des roues, si l'on veut pouvoir compter sur une marche tranquille.

5. Exemples de calcul.

1. Fig. 189. La roue hydraulique en dessus A, qui fait 5 tours par minute et rend 50 chevaux, doit commander l'arbre B dont le nombre de tours atteint 180. Le travail est à peu près régulier.

D'après ce qui précède, le rapport total des engrenages est $180 : 5 = 36$. Les conditions particulières du problème nous conduisent à adopter pour les roues les rapports suivants :

$$\frac{a}{b} = 6, \quad \frac{c}{d} = 4, \quad \frac{e}{f} = \frac{3}{2}$$

qui donnent, conformément à la condition imposée :

$$6 \cdot 4 \cdot \frac{3}{2} = 36.$$

Les roues $a b d f$ ont des dents en fonte, les roues c et e des dents en bois. On prévoit que la roue a aura 8 à 10 bras et sera composée de plusieurs segments.

Le nombre de ses dents sera, par conséquent, ν_a multiplié par 8 ou par 10. Pour nous réserver la faculté de choisir entre ces facteurs, nous poserons pour ν_a une valeur qui soit à la fois divisible par 8 et par 10. Nous ne pouvons alors prendre en considération que des multiples de 40. Dans le cas actuel ces multiples seront $\nu_a = 200$ et $\nu_a = 240$. La première valeur est inadmissible, parce qu'elle conduit au rapport d'engrenage 6 : 1 ; il reste donc $\nu_a = 240$, qui correspond à $\nu_b = \frac{240}{6} = 40$, valeur dépassant encore de 4 la limite inférieure admise, qui est 36.

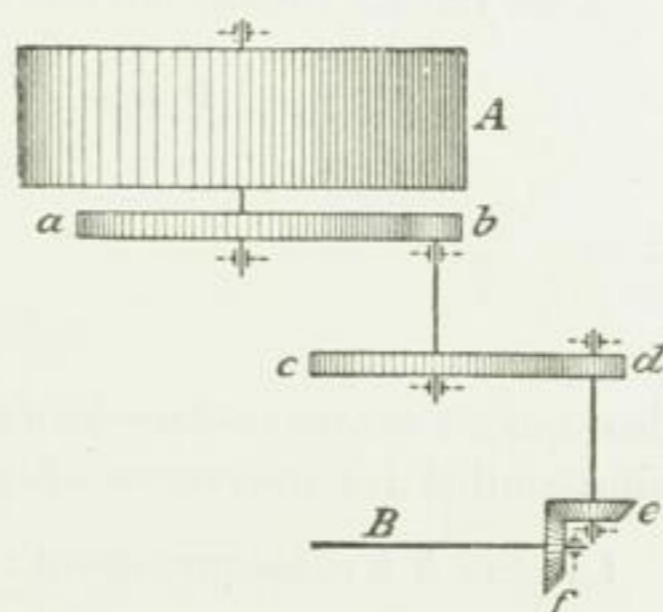


Fig. 189.

D'après la formule 236 on a :

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{\psi \cdot k} \frac{N}{n}}$$

Pour les roues a et b , qui sont exposées aux jaillissements d'eau, il ne faut pas que k dépasse 12 (p. 222 et 223), grandeur pour laquelle la largeur admissible de la dent est, d'après le rapport 234, au plus égale à :

$$b_{max} = 2t \frac{21}{12} = 3,5t.$$

On posera donc, tout d'abord :

$$k = 11 \text{ et } b = 3,5t, \text{ c'est-à-dire } \psi = 3,5;$$

ce qui donnera, pour le pas :

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3,5 \cdot 240 \cdot 11} \frac{50}{5}} = 7,87 \text{ cm}$$

et par suite le diamètre du cercle primitif :

$$D_a = \frac{240 \cdot 7,87}{\pi} = 601,2 \text{ cm.}$$

Comme les mesures en nombres qui ne sont pas arrondis sont incommodes pour l'exécution des roues et de leurs bases, nous adoptons définitivement :

$$D_a = 6000 \text{ mm,}$$

$$t = \frac{\pi \cdot 6000}{240} = 78,54 \text{ mm,}$$

$$b = 78,54 \cdot 3,5 = 275 \text{ mm} = \text{en nombre rond } 270 \text{ mm.}$$

A ces valeurs correspond une pression sur les dents de :

$$P = \frac{75 N}{\pi D_a \frac{n}{60}} = \frac{75 \cdot 50}{\pi \cdot 6 \frac{5}{60}} = 2390 \text{ kg}$$

et :

$$k = \frac{2390}{27 \cdot 7,85} = 11,3 \text{ kg,}$$

valeur qui est encore au-dessous de la limite supérieure indiquée et montre, par conséquent, l'admissibilité des dimensions adoptées.

La roue b a conséquemment :

$$D_b = \frac{1}{6} \cdot 6000 = 1000 \text{ mm,}$$

$$t = 78,54 \text{ mm,}$$

$$b = 270 \text{ mm,}$$

L'épaisseur des dents sera :

$$\frac{19}{40} \cdot 78 = 37 \text{ mm,}$$

leur racine :

$$0,4 \cdot 78 = 31 \text{ mm,}$$

leur sommet :

$$0,3 \cdot 78 = 23 \text{ mm.}$$

4 bras semblent suffisants pour cette roue.

La roue c devra vraisemblablement être construite en deux parties et avoir 6 à 8 bras. En tenant compte de ces données, il convient d'admettre un nombre de dents divisible par 24. La roue correspondante d , dont le nombre de tours est 120 ne devra pas, à cause de cela, avoir moins de 48 dents et, si on le peut, on devra lui en donner un plus grand nombre. Comme le rapport des engrenages, 4 : 1, et la condition exprimée au sujet de v_c exigent que le nombre des dents de la roue d soit divisible par 6, nous adoptons $v_d = 54$, par conséquent $v_c = 4 \cdot 54 = 216$.

v_c

La roue dentée en bois faisant 30 tours, on a pour k , d'après la formule 235 :

$$k = 20 - \sqrt{30} = 14,5 = \approx 14,$$

et, le frottement ayant lieu bois sur fer, il faut poser :

$$0,4 \cdot 14 = 5,6.$$

On prendra la largeur des dents en bois égale au triple du pas, de façon que $\psi = 3$. De là résulte, d'après la formule 236 :

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3 \cdot 216 \cdot 5,6} \frac{50}{30}} = \approx 6 \text{ cm,}$$

d'où :

$$D_c = \frac{216 \cdot 60}{\pi} = 4125 \text{ mm,}$$

pour la raison exposée à propos de la roue a , nous arrondissons aussi la valeur de D_c et posons finalement :

$$D_c = 4400 \text{ mm,}$$

$$D_d = 1100 \text{ » ,}$$

de façon que :

$$t = \frac{\pi \cdot 4400}{216} = 64 \text{ mm,}$$

$$b = 3 \cdot 64 = 192 \text{ mm} = \approx 190 \text{ mm.}$$

La pression sur les dents atteint alors :

$$P = \frac{75 \cdot 50}{4,4 \pi \cdot \frac{30}{60}} = 544 \text{ kg.}$$

En vérifiant on doit avoir :

$$P = 2390 \frac{1000}{4400} = 544 \text{ kg.}$$

On a en outre :

$$k = \frac{544}{19 \cdot 6,4} = 4,5,$$

c'est-à-dire une valeur relativement faible, ce qui est une conséquence de l'arrondissement de D_c par majoration et ne peut être que favorable à la durée des alluchons, en élevant, il est vrai, la dépense d'installation.

La roue d reçoit une largeur de :

$$190 + 10 = 200 \text{ mm},$$

et, si l'on veut, 5 bras.

L'épaisseur des dents en fonte atteint, d'après la formule 240 :

$$0,4 \cdot 64 = 26 \text{ mm},$$

celle des alluchons est égale, d'après la formule 241, de façon qu'il reste un jeu de $\frac{t}{40}$, et

$$64 - \frac{64}{40} - 26 = 36 \text{ mm}.$$

La racine de la dent est :

$$0,4 \cdot 64 = 26 \text{ mm};$$

le sommet :

$$0,3 \cdot 64 = 20 \text{ mm}.$$

La roue e sera probablement faite d'une seule pièce et pourvue de 6 bras ; v_e devra donc être divisible par 6 et, conséquemment, v_f par 4. Dans le cas présent, il ne semble pas devoir être conseillé de descendre, pour v_f , au-dessous de 60, v_e serait ainsi = 90.

De là résulte :

$$k = 20 - \sqrt{120} = \approx 9$$

et, à cause du frottement bois sur fonte :

$$k = 0,4 \cdot 9 = 3,6.$$

On peut ici prendre de nouveau $\psi = 3$, ce qui donne :

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3 \cdot 90 \cdot 3,6} \frac{50}{120}} = 5,78 \text{ cm},$$

d'où :

$$D_e = \frac{90 \cdot 57,8}{\pi} = 1656 \text{ mm} = 2 \overline{DC} \text{ (fig. 93, pl. 8),}$$

$$b = 3 \cdot 57,8 = 173,4 \text{ mm} = \overline{BE} = 2 \overline{BC}.$$

Or, il est d'usage de prendre, comme diamètre de cercle primitif, non pas le diamètre moyen $2 \overline{DC}$, mais le diamètre extérieur $2 \overline{AB}$. Pour celui-ci on trouve :

$$\overline{AB} = \overline{CD} + \overline{BC} \sin \alpha,$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{\overline{CD}}{\overline{OD}} = \frac{3}{2} = 1,5,$$

$$\overline{AB} = 828 + 87 \cdot 0,83 = \approx 900.$$

Ce qui conduit enfin à :

$$D_e = 2 \overline{AB} = 1800 \text{ mm},$$

$$t = \frac{1800 \pi}{90} = 62,8 \text{ mm},$$

$$b = \text{en nombre rond } 180 \text{ mm},$$

La pression moyenne sur les dents est, d'après cela :

$$P = \frac{75 \cdot 50}{1,656 \cdot \pi \cdot \frac{120}{60}} = 360 \text{ kg},$$

ou :

$$P = 544 \frac{1100}{1656} = 360 \text{ kg,}$$

d'où l'on tire :

$$k = \frac{360}{18 \cdot 5,78} = 8,5 \text{ kg.}$$

La roue f reçoit un diamètre :

$$D_f = \frac{2}{3} 1800 = 1200 \text{ mm,}$$

qui, la largeur de la dent = 180 mm étant portée à peu près à $180 + 10 = 190$ mm, s'applique seulement à la roue de 180 mm de largeur, ce qu'il ne faut pas perdre de vue en exécutant le dessin. En outre, on recommande en général de veiller à ce que la roue à dents de fonte ait un rayon qui ne comporte pas de fractions de millimètre. La manière la plus simple d'obtenir ce résultat est de mesurer largement la valeur de b et de faire les dents en bois plus étroites de manière à prendre ci-dessus, pour b , non pas 180 mm mais 190 et, finalement, à réduire la largeur des dents en bois à 180 mm.

Nombre de bras 5.

L'épaisseur des dents en fonte atteint :

$$0,4 \cdot 62,8 = 25 \text{ mm,}$$

celle des dents en bois :

$$62,8 - \frac{62,8}{40} - 25 = 36 \text{ mm,}$$

la racine des dents mesure :

$$0,4 \cdot 62,8 = 25 \text{ mm,}$$

le sommet :

$$0,3 \cdot 62,8 = 19 \text{ mm,}$$

La force que la roue e exerce sur l'arbre dans la direction de l'axe peut, en supposant que la pression sur les dents au point extrême d'engrènement s'écarte de 20° de la direction de la tangente, s'évaluer à peu près à :

$$P_a = 360 \operatorname{tg} 20^\circ \sin \alpha = 360 \cdot 0,364 \cdot 0,83 = 109 \text{ kg.}$$

La roue f fournit pour son arbre une pression axiale que l'on doit porter en compte pour :

$$P_a = 360 \operatorname{tg} 20^\circ \cos \alpha = 360 \cdot 0,364 \cdot 0,55 = 72 \text{ kg.}$$

2. Fig. 190. L'arbre B, commandé par le volant denté a d'une machine à vapeur, doit fournir un travail assez régulier.

La machine de 100 chevaux fait 56 tours à la minute, l'arbre doit en faire 140.

Si l'on admet qu'une des deux roues ait des dents en bois, l'irrégularité périodique avec laquelle le volant transmet la force nous conduit à lui donner des dents en fonte, tandis que la roue b aura des dents en bois. De l'égalité 235 résulte :

$$k = 20 - \sqrt{140} = \approx 8$$

que l'on réduit, en raison de l'observation énoncée p. 223, d'environ 10 %, c'est-à-dire à 7 en nombre rond, de sorte que l'on a, en tenant compte du frottement bois sur fonte :

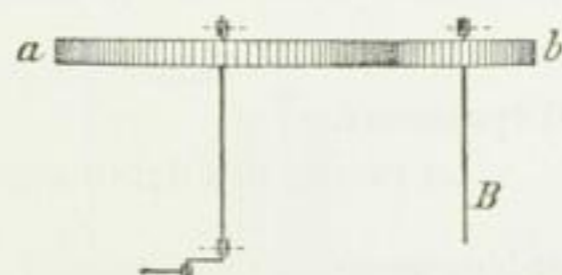


Fig. 190.

$$k = 7 \cdot 0,45 = 3,15.$$

Il faut, pour le nombre de dents à adopter, considérer que ce nombre ne doit pas être inférieur à 60 pour la roue b , que le volant composé de segments aura probablement 8 bras et que la roue b , qu'il faudra vraisemblablement faire en deux parties, en aura 6. Par conséquent ν_a doit être divisible par 8 et ν_b par 6. Le rapport des engrenages étant $\frac{140}{56} = \frac{5}{2}$ il faut, d'après cela, que ν_b puisse se diviser par $3 \cdot 16 = 48$; on ne peut, conséquemment, considérer comme convenables d'autres nombres de dents que $\nu_a = 240$ et $\nu_b = 96$. Nous admettrons donc ces nombres, sans manquer toutefois d'observer que ν_b avec 72 serait encore assez grand et semble, par conséquent, très largement mesuré avec 96.

Avec $\psi = 3,5$ on tire de la formule 236 :

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{3,5 \cdot 96 \cdot 3,15} \frac{100}{140}} = 6,73 \text{ cm},$$

et :

$$D_b = \frac{96 \cdot 67,3}{\pi} = 2056 \text{ mm}.$$

Si nous tenons compte de ce que ν_b est largement mesuré (et de ce qu'il y a toujours au moins 2 dents en prise) nous devons arrondir cette valeur en l'abaissant à :

$$D_b = 2000 \text{ mm},$$

de sorte que finalement :

$$D_b = 2000 \text{ mm}, \quad D_a = \frac{5}{2} \cdot 2000 = 5000 \text{ mm},$$

$$t = \frac{2000 \cdot \pi}{96} = 65 \text{ mm},$$

$$P = \frac{75 \cdot 100}{2 \pi \cdot \frac{140}{60}} = 512 \text{ kg},$$

$$b = \frac{512}{6,5 \cdot 3,15} = \approx 250 \text{ mm}, \quad b = 250 + 10 = 260 \text{ mm}.$$

Comme, dans le cas dont il s'agit, la roue à dents de fonte est de beaucoup la plus coûteuse, il semble avantageux de déterminer l'épaisseur des dents d'après la formule 238, c'est-à-dire de donner aux dents en fonte :

$$65 \frac{19}{40} = \approx 30 \text{ mm},$$

et aux dents en bois ou alluchons :

$$65 - 30 - 2 = 33 \text{ mm}$$

d'épaisseur.

La racine des dents aura :

$$0,4 \cdot 65 = 26 \text{ mm},$$

et leur sommet :

$$0,3 \cdot 65 = 20 \text{ mm}.$$

3. Sur la figure 191 A représente un arbre horizontal qui, au moyen des roues d'angle a et b , doit commander le pivot B d'un tournant de moulin. Le nombre de tours de A atteint 80, celui de B 120, le travail à transmettre est de 5 chevaux.

Si nous adoptons 48 dents en fonte pour b , a aura $48 \frac{120}{80} = 72$ alluchons. D'après ce qui a été écrit à la page 223, il y a lieu de prendre ici $k = 2$ à 3.

Avec $k = 2$ et $b = 2,5 t$ on a :

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{2,5 \cdot 72 \cdot 2} \cdot \frac{5}{80}} = 4,3 \text{ cm.}$$

De là on tire le diamètre moyen :

$$D_a = \frac{43 \cdot 72}{\pi} = 986 \text{ mm,}$$

$$b = 2,5 \cdot 43 = 108 \text{ mm,}$$

Le diamètre du cercle extérieur, c'est-à-dire du cercle primitif proprement dit, est (voir l'exemple 1) :

$$D_a = 986 + 108 \cdot \sin \alpha,$$

et comme :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{3}{2}$$

$$D_a = 986 + 108 \cdot 0,83 = 1076.$$

Nous adoptons définitivement :

$$D_a = 1080 \text{ mm, } D_b = 1080 \cdot \frac{2}{3} = 720 \text{ mm,}$$

$$t = \frac{1080 \cdot \pi}{72} = 47 \text{ mm,}$$

$$b = 108 \text{ mm.}$$

4. On doit élever, au moyen d'un treuil à chaîne déterminé par la figure 192, une charge de 2500 kg. Deux ouvriers manœuvrent la manivelle, de 40 cm de longueur en exerçant sur elle une force de 30 kg. Le diamètre du tambour, mesuré de milieu en milieu de la chaîne, atteint 360 mm.

Si l'on compte un travail supplémentaire de 15% pour le frottement dans les dents et les coussinets, travail nécessaire pour vaincre les résistances pendant l'enroulement de la chaîne, on obtient le rapport des engrenages au moyen de :

$$30 \cdot 40 \cdot \varphi = 2500 \cdot 18 \cdot 1,15,$$

$$\varphi = \approx 43.$$

Nous adoptons $\varphi = 45$ et divisons ce nombre de manière à avoir :

$$\frac{b}{a} = 9 \text{ et } \frac{d}{c} = 5.$$

Le plus petit diamètre de la roue a est déterminé par la grosseur de l'arbre, car il doit rester entre la racine des dents et la paroi du trou une épaisseur de matière assez grande

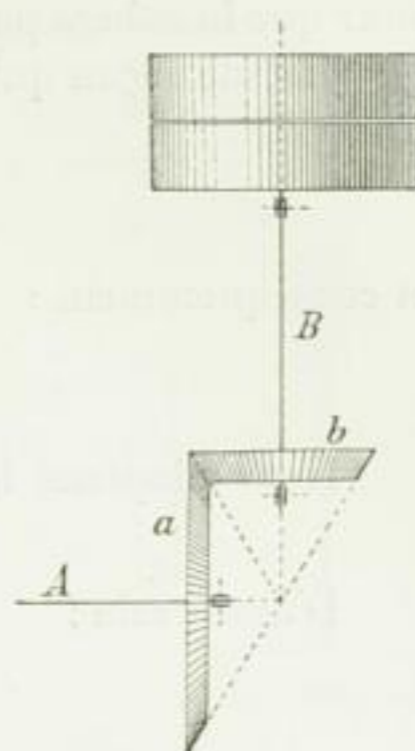


Fig. 191.

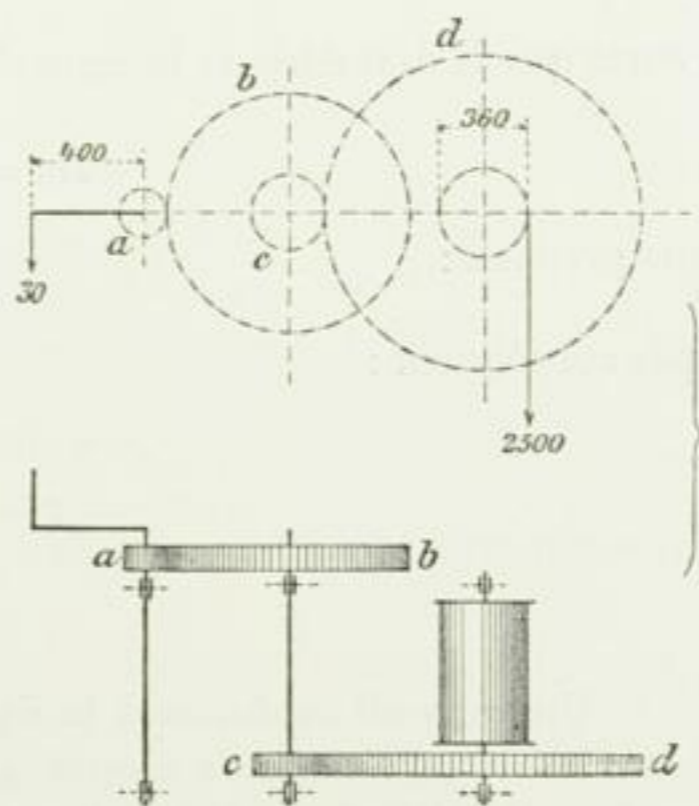


Fig. 192.

pour que le calage puisse s'effectuer. Dans le cas présent, il suffira pour cela de prendre $v_a = 11$, de façon qu'avec $b = 2t$ et $k = 18$, conformément à la formule 237, on ait :

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{2 \cdot 11 \cdot 18} \cdot 30 \cdot 40} = 2,7 \text{ cm},$$

et conséquemment :

$$D_a = \frac{11 \cdot 27}{\pi} = 94,5 \text{ mm}.$$

Nous adoptons la valeur arrondie :

$$D_a = 100 \text{ mm}.$$

D'après cela :

$$t = 28,6 \text{ mm}.$$

$$P = \frac{30 \cdot 40}{5} = 240 \text{ kg},$$

$$b = \frac{240}{2,86 \cdot 18} = 4,7 = \approx 50 \text{ mm},$$

$$D_b = 9 \cdot 100 = 900 \text{ mm},$$

$$v_b = 9 \cdot 11 = 99,$$

nombre des bras $i = 4$.

La roue c ayant 11 dents, la roue d en a 55. Comme l'irrégularité de pression à laquelle donne lieu la manivelle se fait moins sentir ici, comme en outre le maximum de charge n'est, d'ordinaire, soulevé que rarement, on doit, en supposant que cette charge agisse sans secousses, adopter $k = 21$, d'où, avec $h = 2t$:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{2 \cdot 55 \cdot 21} \cdot 1,075 \cdot 2500 \cdot 18} \\ = 5,1 \text{ cm},$$

en sorte que le diamètre de la roue d serait :

$$D_d = \frac{5,1 \cdot 55}{\pi} = 89,3 \text{ cm}.$$

Nous prenons :

$$D_d = 900 \text{ mm},$$

et par conséquent :

$$D_c = 180 \text{ mm},$$

$$t = \frac{\pi \cdot 900}{55} = 51,4 \text{ mm},$$

$$b = 100 \text{ mm}.$$

5. Un appareil conforme à la figure 193, et dont il s'agit de faire le projet, doit élever un maximum de charge de 2000 kg au moyen d'une roue hélicoïdale en fonte et d'une vis sans fin ; le diamètre du tambour, mesuré de milieu en milieu de la chaîne, est de 360 mm. Sur les poignées A A agit une force de 20 kg. L'appareil doit avoir la propriété de s'arrêter automatiquement.

Comme on doit poser ici $k = 18$, les formules 244, 232, 243 et 245 donnent :

$$70 \cdot 20 = 1,1 P \cdot r \frac{t + 2\pi r \mu}{2\pi r - t \mu}$$

$$P = 18 \cdot 1,5 t^2 = 27 t^2,$$

$$\frac{t}{2\pi r} = \frac{1}{10},$$

d'où :

$$70 \cdot 20 = 1,1 \cdot \frac{135}{\pi} \frac{1 + 10 \mu}{10 - \mu} t^3.$$

Après introduction de $\mu = 0,15$ on aura :

$$t = \approx 50 \text{ mm.}$$

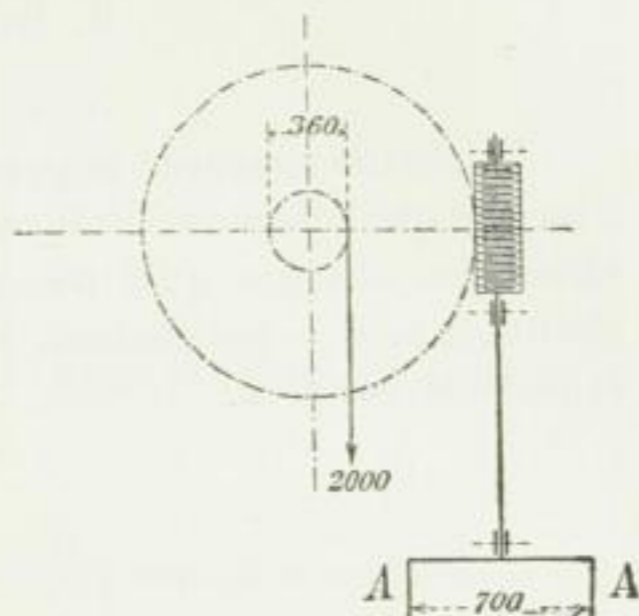


Fig. 193.

Le pas de la vis sans fin doit être exécuté d'après les mesures anglaises, nous prenons en conséquence :

$$t = 2'' \text{ anglais} = 50,8 \text{ mm.}$$

La pression sur les dents peut alors atteindre :

$$P = 18 \cdot 1,5 \cdot 5^2 = 675 \text{ kg.}$$

Si l'on tient compte, pour la résistance de la chaîne à l'enroulement, et le frottement dans les coussinets de l'arbre du tambour, de 5% de l'effet utile, le nombre ν de dents de la vis hélicoïdale sera, d'après les égalités :

roue

$$675 \frac{D}{2} = 2000 \cdot 18 \cdot 1,05,$$

$$\pi D = \nu t = \nu \cdot 5,08,$$

$$\nu = \frac{2000 \cdot 18 \cdot 1,05}{675 \cdot 5,08} 2\pi,$$

$$= \approx 69.$$

Nous nous arrêtons à :

$$\nu = 70,$$

en conséquence :

$$D = \frac{70 \cdot 5,08}{\pi} = 1132 \text{ mm,}$$

$$b = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ mm,}$$

$$r = \frac{10 t}{2\pi} = \frac{508}{2\pi} = 81 \text{ mm,}$$

Si la propriété d'arrêt automatique n'était pas exigée, on devrait déterminer la plus petite valeur admissible de r en fonction de la résistance de la matière.

Si le mouvement doit être imprimé à un appareil élévateur de ce genre par une commande à grande vitesse, fig. 194, il se peut que les surfaces de la vis et les flancs des dents soient en danger de s'échauffer et de se ronger. On doit alors adopter pour k une valeur conforme aux indications des pages 235 et suivantes,

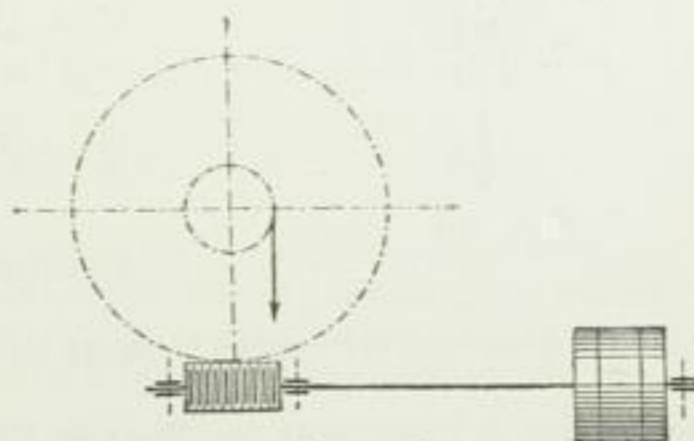


Fig. 194.

roue

B. ROUES DENTÉES POUR CHAINES

La chaîne constitue la partie la plus importante des transmissions où elle est employée; c'est elle qui détermine la forme des roues. Or, comme la chaîne peut aussi bien servir à élever des charges qu'à transmettre des forces, il sera traité à fond des roues dentées à chaîne, à propos des chaînes, dans le cinquième chapitre qui concerne les câbles, les chaînes et leurs accessoires.

C. ROUES A FRICTION

I. Roues ou disques en contact immédiat.

La figure 195 représente le cas le plus simple d'une transmission directe par friction. La force P susceptible d'être transmise à la périphérie de disques semblables peut se représenter par la relation :

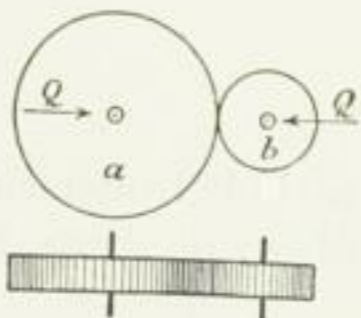


Fig. 195.

$$P \leq Q \mu \tag{254}$$

dans laquelle :

Q désigne la pression des deux disques l'un contre l'autre, μ le coefficient de frottement.

Le coefficient μ , qui dépend particulièrement de la matière et de l'état des surfaces est toujours une valeur assez incertaine. On peut admettre qu'il est en moyenne pour :

Fonte sur fonte	0,1 à 0,15
» papier	0,15 » 0,2
» cuir	0,2 » 0,3
» bois	0,2 » 0,5

(Comparer, au sujet des expériences relatives à ce coefficient les communications récemment publiées dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1897, p. 1362 et suivantes).

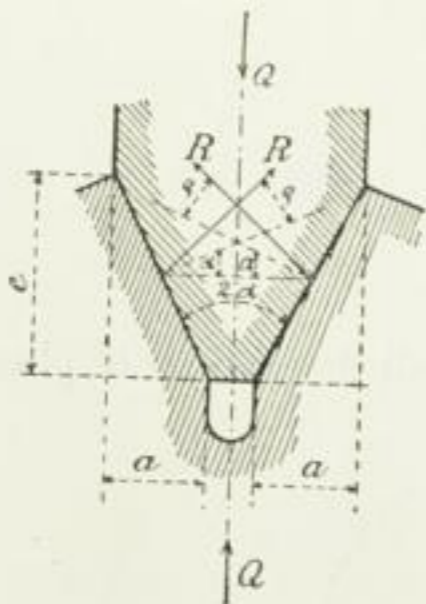


Fig. 196.

Si l'on admet une surface de contact en forme de coin, comme sur la figure 196, on obtient avec $\mu = \text{tg } \rho$:

$$Q = 2 R \sin (\alpha + \rho) \tag{1}$$

$$P = 2 \mu R \cos \rho = 2 R \sin \rho,$$

$$P = Q \frac{\sin \rho}{\sin (\alpha + \rho)} = Q \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = Q \mu_1, \tag{255}$$

$$Q = P \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\mu} = \frac{P}{\mu_1} \tag{256}$$

Ordinairement, avec fonte sur fonte, on adopte $2 \alpha = 30^\circ$ ou

¹ On peut trouver encore le mode de calcul :

$$Q = 2 R \sin \alpha$$

qui néglige le frottement résultant de l'élasticité de la matière lors de la pénétration de la périphérie en

Comme on doit poser ici $k = 18$, les formules 244, 232, 243 et 245 donnent :

$$70 \cdot 20 = 1,1 P \cdot r \frac{t + 2\pi r \mu}{2\pi r - t \mu}$$

$$P = 18 \cdot 1,5 t^2 = 27 t^2,$$

$$\frac{t}{2\pi r} = \frac{1}{10},$$

d'où :

$$70 \cdot 20 = 1,1 \cdot \frac{135}{\pi} \frac{1 + 10 \mu}{10 - \mu} t^3.$$

Après introduction de $\mu = 0,15$ on aura :

$$t \approx 50 \text{ mm.}$$

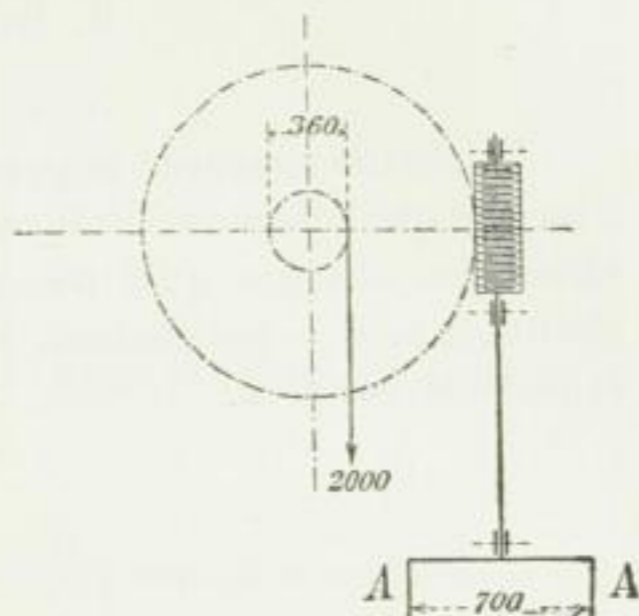


Fig. 193.

Le pas de la vis sans fin doit être exécuté d'après les mesures anglaises, nous prenons en conséquence :

$$t = 2'' \text{ anglais} = 50,8 \text{ mm.}$$

La pression sur les dents peut alors atteindre :

$$P = 18 \cdot 1,5 \cdot 5^2 = 675 \text{ kg.}$$

Si l'on tient compte, pour la résistance de la chaîne à l'enroulement, et le frottement dans les coussinets de l'arbre du tambour, de 5% de l'effet utile, le nombre ν de dents de la vis hélicoïdale sera, d'après les égalités :

roue

$$675 \frac{D}{2} = 2000 \cdot 18 \cdot 1,05,$$

$$\pi D = \nu t = \nu \cdot 5,08,$$

$$\nu = \frac{2000 \cdot 18 \cdot 1,05}{675 \cdot 5,08} 2\pi,$$

$$= \approx 69.$$

Nous nous arrêtons à :

$$\nu = 70,$$

en conséquence :

$$D = \frac{70 \cdot 5,08}{\pi} = 1132 \text{ mm,}$$

$$b = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ mm,}$$

$$r = \frac{10 t}{2\pi} = \frac{508}{2\pi} = 81 \text{ mm,}$$

Si la propriété d'arrêt automatique n'était pas exigée, on devrait déterminer la plus petite valeur admissible de r en fonction de la résistance de la matière.

Si le mouvement doit être imprimé à un appareil élévateur de ce genre par une commande à grande vitesse, fig. 194, il se peut que les surfaces de la vis et les flancs des dents soient en danger de s'échauffer et de se ronger. On doit alors adopter pour k une valeur conforme aux indications des pages 235 et suivantes,

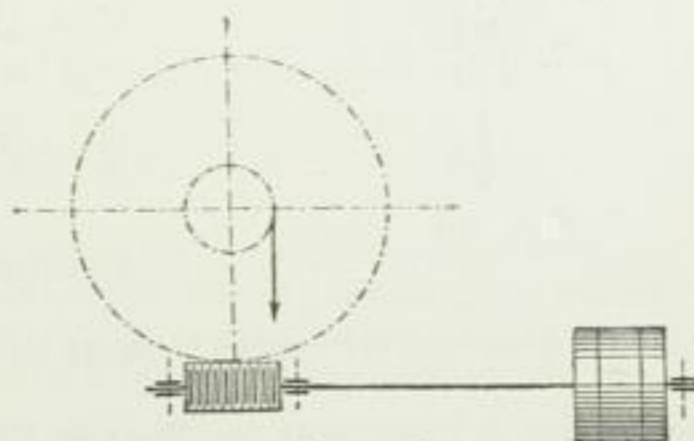


Fig. 194.

roue

$$\left. \begin{array}{l} Q \leq 0,54 k_0 n \\ P \leq 0,15 k_0 n \end{array} \right\} \quad (261)$$

Pour une très bonne matière et une exécution très soignée, dont la nécessité est d'autant plus grande que le nombre des rainures à coins est plus grand (contact précis des surfaces en coin de toutes les rainures), on peut poser :

$$k_0 = 120 \text{ à } 150 \text{ kg,}$$

pour $k_0 = 135$ on a :

$$P \leq 20 n \quad (262)$$

On évite de prendre n plus grand que 5 ou 6, bien que ces nombres ne doivent pas être considérés comme une limite infranchissable. Pour obtenir une bonne transmission de mouvement, il est très important que chaque roue d'une même paire puisse se déplacer un peu sans cesser d'être parallèle à l'autre roue.

La figure 96 de la planche 8 montre une paire de roues de ce genre, telle que les exécute *Rudolf Dinglinger*, constructeur de machines et fondeur à *Cothen*, pour des treuils d'ascenseurs devant satisfaire à un service rude et prolongé : nombre de tours de la petite roue 240 à 360 ; la force que peut transmettre la circonférence moyenne peut s'évaluer, en nombre rond, à 100 kg, la pression moyenne à 335 kg. D'après des renseignements fournis par la maison citée, la durée d'une semblable paire de roues est relativement considérable ; avec un service assez rude, il se passe environ deux ans avant que l'on ait besoin de renvoyer les roues à l'usine pour qu'elles y soient tournées de nouveau. Pour plus de précision leur premier tournage se fait sur l'axe qui leur est propre, pour assurer le parallélisme des roues quand l'une d'elles se déplace, les coussinets de la plus petite roue sont montés dans des coulisseaux mobiles. La production de la pression nécessaire doit être déterminée spécialement pour chaque treuil. *Dinglinger* la soustrait, avec raison, à l'appréciation du conducteur du treuil qui, dans la plupart des cas, presserait beaucoup trop fortement les roues l'une contre l'autre, et produit cette pression au moyen d'un poids déterminé, dont l'action peut être supprimée au moyen d'un levier ou d'une tige filetée. Si les roues sont bien exécutées et si les axes se déplacent parallèlement, il suffit déjà d'un écartement des axes de 1 à 2 mm pour produire le débrayage, le mouvement du poids qui produit la pression n'occasionne donc aucune difficulté.

La construction d'un engrenage à friction de ce genre est assez coûteuse, surtout à cause des guides à coulisse et de l'appareil de réglage, aussi *Dinglinger* applique-t-il la construction, fig. 97, pl. 8, aux treuils auxquels on demande des efforts faibles et peu prolongés. Comme on peut le voir, le freinage s'opère au moyen d'un sabot dans lequel pénètre la roue conduite. La grande profondeur des rainures à coins, que l'on devrait signaler comme mauvaise s'il s'agissait seulement d'une roue à friction, a sa raison d'être puisque la roue sert en même temps de poulie à frein.

La figure 98, pl. 8, montre deux roues à friction, pour arbres qui se coupent, analogues à des *roues coniques*. Dans l'exemple dont il s'agit, le fer roule sur du papier, car la masse *aa* se compose de papier enfilé en forme de disques sur la douille *b*, fortement pressé et tourné. La fabrication est tout à fait semblable à celle des rouleaux de calandres. La figure 99, pl. 8, représente un disque de friction, de forme conique, dont la surface roulante est en bois.

Sur les roues coniques qui viennent d'être mentionnées l'angle, d'inclinaison de la surface frottante sur l'axe est déterminé par le rapport d'engrenage. Le constructeur n'a donc plus le choix d'un angle qui lui semblerait plus favorable à la transmission de la force.

Pour obtenir un angle plus favorable sans nuire aux conditions d'engrènement, *O. Zobel*, à *Schmalkalden* (brevet allemand n° 41172, du 2 avril 1897) dispose les surfaces extérieures en degrés, comme on peut le voir sur la figure 100, pl. 8, qui représente la commande d'un treuil, telle que *Zobel* l'établit pour des grues commandées par câbles ; $\text{tg } \alpha = 0,25$. La force à transmettre, calculée sur le diamètre D , ne doit pas dépasser, dans un service dur et prolongé, 20 à 30 kg; ces valeurs semblent pouvoir être dépassées d'un quart si la fatigue est moins considérable.

L'emploi de plateaux à friction permet de résoudre très simplement le problème du changement de rapport des vitesses pendant la marche. La figure 101, pl. 8, montre cette solution. Il suffit de déplacer le plateau b . Le plateau a se fait ordinairement tout en fonte, tandis que le plateau b contient de petits segments de bois, fig. 108, pl. 8, disposés, autant que possible, de manière que le contact s'opère sur le côté le plus résistant du bois. Comme les segments de bois doivent avoir une certaine épaisseur, il est impossible d'obtenir un véritable mouvement de roulement; ils se désagrègent d'une manière tout à fait analogue à ce que l'on a observé sur les roues à coins.

La force qui presse les deux plateaux l'un contre l'autre doit varier suivant sa nature (poids, ressort), et selon les conditions de son application. Généralement, les poids agissant sur un levier ne semblent pas devoir être conseillés dans tous les cas, à cause des vibrations qui existent le plus souvent. En tout cas la transmission doit être disposée de façon que l'on puisse rapprocher les deux plateaux l'un de l'autre à mesure que l'usure rend le rapprochement nécessaire.

En ce qui concerne l'emploi des roues à friction, comme moyen de transmettre le travail de la manière indiquée ci-dessus, il convient de dire que cet emploi ne se justifie généralement que si la transmission ne peut s'effectuer d'une manière rationnelle au moyen de roues dentées, de courroies ou de câbles, ou si la facilité d'embrayage et de débrayage subits conduit à donner la préférence aux roues à friction. Ces roues sont en réalité des accouplements à friction. Or, comme un certain glissement est inévitable au moment de l'embrayage, par suite de la nécessité d'accélérer le mouvement des masses — et c'est aussi dans ce but que l'on adopte le frottement comme moyen de transmission de la force — il se produit d'importantes détériorations locales dues à l'usure. Les surfaces de contact perdent la perfection si importante de leur forme, dans une mesure d'autant plus grande et plus rapide, toutes les autres conditions étant égales d'ailleurs, qu'elles sont soumises à une pression plus grande et que l'embrayage est plus fréquent. On voit par là que les roues à friction, dans les conditions qui viennent d'être indiquées, doivent se comporter comme des embrayages à friction (voir ces embrayages), très imparfaits.

II. Disques ou tambours agissant par l'intermédiaire d'un troisième organe au travers duquel la pression au contact se transmet de l'un à l'autre des dits tambours ou disques.

La figure 197 montre le principe de ce nouveau système de transmission dû à *Stevens*: entre les deux disques, qui sont pressés l'un contre l'autre, est une courroie sans fin d'épaisseur régulière. Par suite de la compressibilité élastique de la matière de la courroie, la surface de contact qui participe à la transmission de la pression devient plus grande, toutes les autres conditions étant d'ailleurs égales, ce qui permet d'employer une pression inférieure, sur l'unité de surface, à celle nécessaire avec la disposition 195, p. 268. On

1887

102

doit en outre obtenir, du moins quand on emploie des disques en fonte, et dans le cas de la disposition représentée, fig. 197, une valeur beaucoup plus importante du coefficient μ , dans la formule 254. De plus, l'usure se produit ici sur la courroie annulaire dont le remplacement est facile. Pour cette raison la transmission Stevens doit mieux convenir aux grandes forces que les systèmes dont j'ai fait mention précédemment.

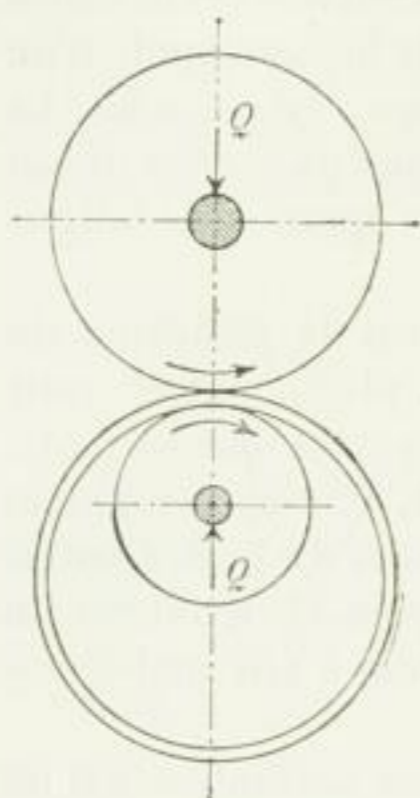


Fig. 197.

Ce mode de transmission trouve son principal emploi lorsqu'on le combine avec des tambours de forme conique, comme on le voit assez fréquemment dans l'Amérique du Nord. A titre d'exemple, la figure 198 montre la disposition de l'*Evans Friction Cone Co.*, à *Boston, Mass.*, propriétaire du brevet Stevens, pour commander la partie de la machine à papier dont la vitesse doit pouvoir changer suivant le besoin. Les deux tambours en fonte ont une longueur de 1680 mm, des diamètres de 560 et 840 et transmettent, au moyen d'une courroie de 200 mm de largeur, à 200 tours à la minute, en moyenne, une force d'environ 30 chevaux.

Dans une papeterie américaine, le directeur de cette usine a dit à l'auteur que la durée de la courroie annulaire est de trois mois en moyenne. D'après *Hofmann*¹, cette courroie est en cuir tanné à l'écorce de chêne, elle est doublée et cousue ;

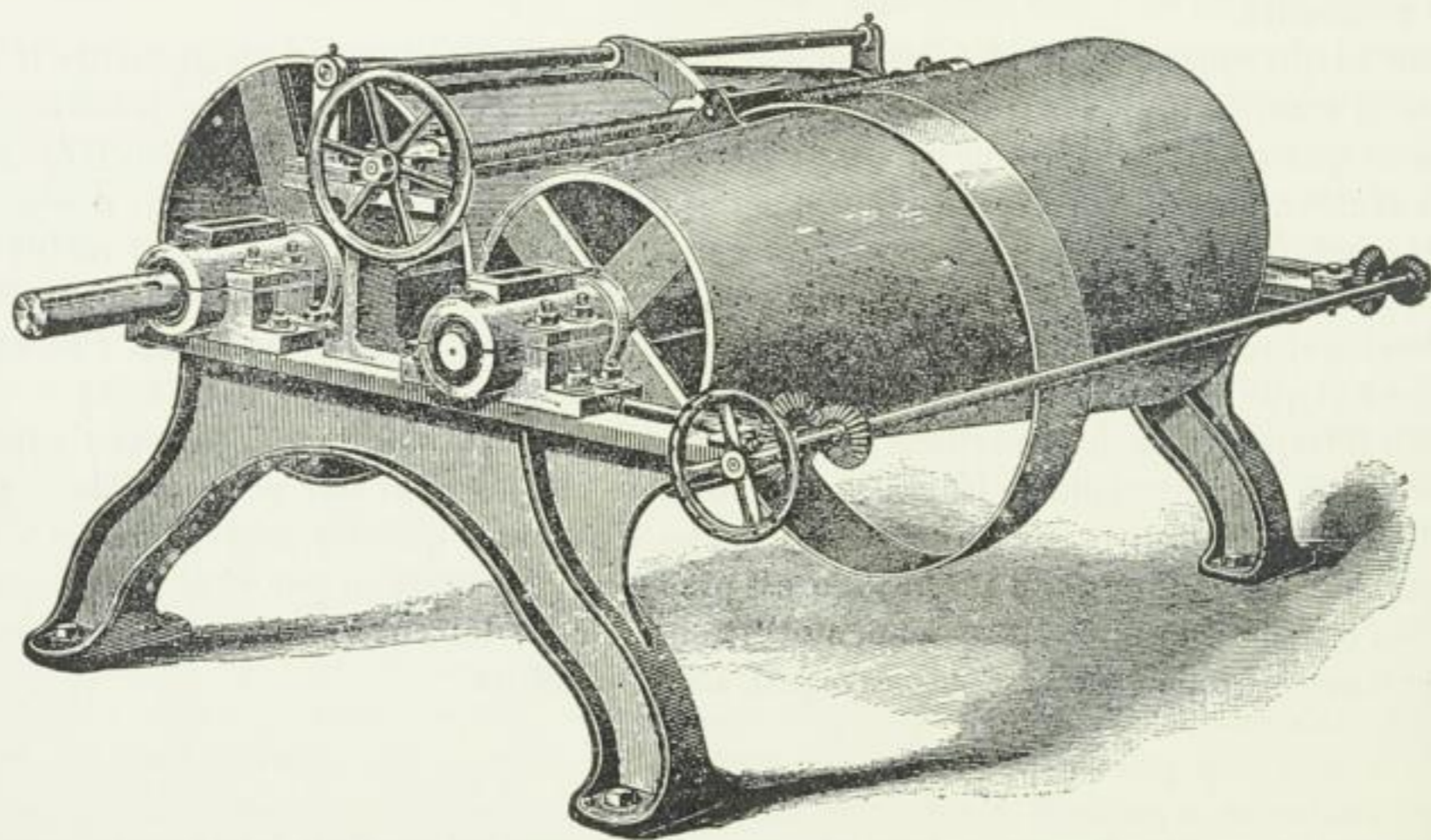


Fig. 198.

on l'emploie telle qu'elle arrive de la fabrique et elle doit être préservée de l'huile. Il est naturellement tout à fait essentiel que la matière soit suffisamment homogène et élastique et que la courroie ait partout la même épaisseur². La pression des tambours contre la

¹ *Praktisches Handbuch der Papierfabrikation*, 2^e édition, 1^{er} volume, p. 838. On trouve dans le même ouvrage, p. 839, que d'après une communication de la maison indiquée, en date de fin janvier 1891, plus de 1600 commandes par cônes, de ce genre, seraient en service. Durée d'épreuve jusqu'à 3 ans à cette date.

² Comme la matière située près des bords de la courroie annulaire peut plus facilement s'écarter latéralement que celle qui se trouve au milieu, comme en outre on ne peut éviter toutes les irrégularités

courroie s'obtient en déplaçant les deux coussinets de l'un d'eux au moyen d'un volant à main, comme on peut le voir sur la figure. Il serait préférable d'exercer la pression au moyen de la charge d'un ressort ou d'un poids. La nécessité d'un parallélisme exact du mouvement des coussinets mobiles sur leurs glissières semble aussi tout indiquée. La courroie annulaire est dirigée par un guide, réglable au moyen d'un volant à main et d'une vis et qui, en déplaçant la courroie, change le rapport de transmission. Pour d'autres applications, les deux cônes sont suspendus au plafond et disposés de façon que l'on puisse, au moyen d'une corde de tirage, déplacer la fourche de la courroie. L'auteur a vu, dans l'Amérique du Nord, cette disposition employée à la commande de machines-outils et de grues. En diminuant suffisamment le diamètre des tambours, à deux de leurs extrémités correspondantes, pour que la courroie ne subisse plus de pression, il est en outre possible d'opérer l'embrayage et le débrayage au moyen de ce système de transmission. Pour plus amples détails on peut se reporter au prospectus de la fabrique américaine citée plus haut.

En Allemagne, les forges de *Wölfel*, près Hanovre, ont entrepris la construction de transmissions du système *Evans et Chr. Seybold*, à *Zweibrücken (Deux-Ponts)* a obtenu un brevet allemand n° 78703 (du 30 mars 1894), pour une application du système à la commande de deux arbres qui se coupent. La figure 199 montre les parties les plus essentielles d'une commande Seybold. L'arbre moteur *a a* porte un cône ou une poulie de forme conique *b* qui, par l'intermédiaire d'une courroie passant sur deux galets conducteurs, entraîne le plateau à friction *c*, pressé par un poids contre la courroie. En soulevant le poids, on supprime la pression génératrice du frottement et l'on obtient l'arrêt du plateau conduit. D'après la spécification du brevet, la surface frottante de *b* est un peu bombée et celle de *c* a une forme un peu creuse, afin d'obvier à la tendance de la courroie à s'échapper de la zone de contact et de ménager cette courroie pendant son glissement dans les guides. En déplaçant les galets guides qui portent des joues, on déplace la courroie et l'on change le rapport de transmission. La construction Seybold, qui emploie une courroie de plus grande longueur et lui présente, par suite de la forme du plateau *c*, une surface de pression plus importante (saillie sur creux) que le fait le dispositif, fig. 197 et 198 (saillie sur saillie), tout en permettant l'adoption d'un rapport de transmission beaucoup plus grand, paraît malgré sa nouveauté, non seulement avoir été employé maintes fois déjà (surtout pour des commandes de machines à papier), mais encore avoir donné des résultats satisfaisants. Le brevet américain *Evans*, du 9 avril 1889, cherche à résoudre le même problème, mais

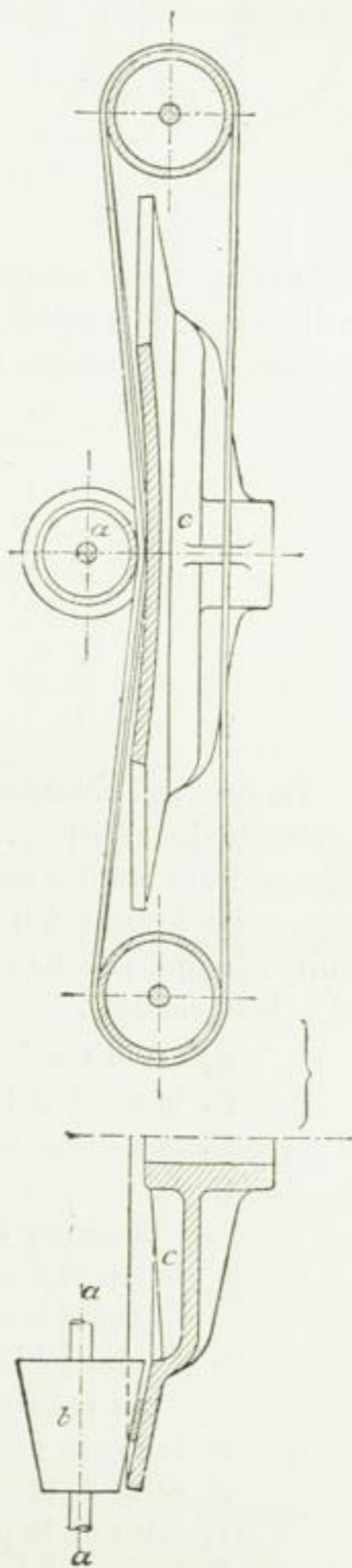


Fig. 199.

inhérentes à la matière, il doit se présenter des difficultés pour l'emploi de larges courroies. En conséquence, *Evans* (brevet allemand n° 54578, du 23 avril 1890) a juxtaposé plusieurs courroies annulaires retenues latéralement par des poulies cylindriques ainsi que par des joues.

toujours en n'employant que

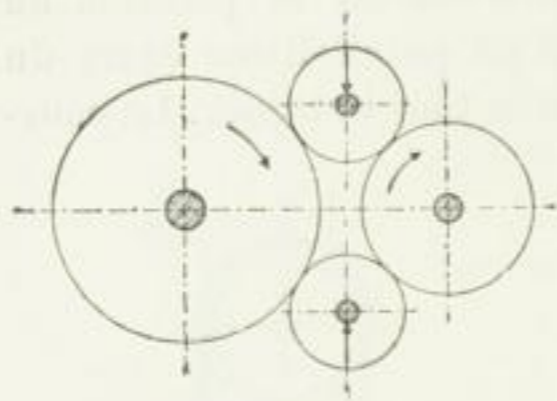


Fig. 200.

la courroie annulaire, comme l'indiquent les figures 197 et 198. Le dispositif Seybold doit mériter la préférence. Les défauts qu'il a présentés ont dû être supprimés par les perfectionnements spécifiés sur le certificat d'addition (allemand), n° 89 903, du 4 janvier 1897, qui traite plus en détail de l'invention.

La transmission indirecte est réalisée sans l'aide d'une courroie au moyen de l'appareil à roues de friction dû à *C. Hoppe*, à Berlin (brevet allemand n° 82 739, du 17 février 1895) et qui comporte deux galets placés entre les poulies conductrice et conduite ; ces galets sont reliés entre eux par des bandes ou des ressorts en caoutchouc ou autre matière, dont l'élasticité tend à les rapprocher l'un de l'autre et, par suite, à les serrer contre les deux poulies de l'appareil, fig. 200. La transmission de la force s'opère ici en deux endroits.

D. COMMANDE PAR COURROIE ET PAR CABLE

I. Rapports de tension.

Le brin qui entoure les deux disques ou poulies doit s'appliquer avec une certaine tension contre leur surface, afin de donner lieu au frottement nécessaire à la transmission de la force. Pour étudier les conditions de ce mode de transmission traçons les figures 201 et 202 sur lesquelles *ad* peut être la poulie conductrice, de façon que *ab* est le brin conducteur et *cd* le brin conduit.

S_1 est la tension du brin tirant,

S_2 la tension du brin tiré,

S_0 la tension avec laquelle le brin doit être appliqué,

S la tension du brin à l'endroit quelconque déterminé par l'angle au centre φ (fig. 201),

μ le coefficient de frottement pour le contact entre le brin et la surface de la poulie,

ω le plus petit des deux angles au centre qui correspondent aux arcs embrassés par le brin,

r le rayon des poulies en général,

r_1 celui de la poulie conductrice,

r_2 celui de la poulie conduite,

P la force à la circonférence à transmettre par les brins $= S_1 - S_2$,

f la section du brin,

v sa vitesse,

p le poids de l'unité de longueur du brin, le mètre étant pris comme unité de longueur,

$p_1 = \frac{p}{f}$ le poids du mètre de brin par centimètre carré de section,

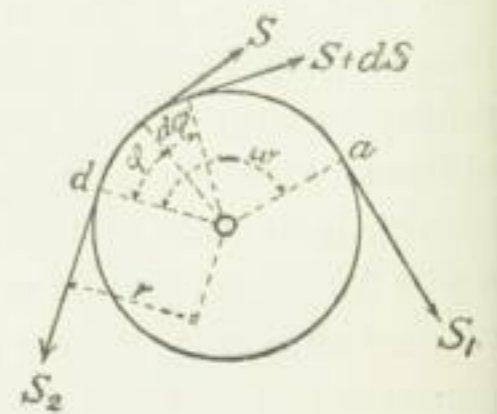


Fig. 201.

courroie s'obtient en déplaçant les deux coussinets de l'un d'eux au moyen d'un volant à main, comme on peut le voir sur la figure. Il serait préférable d'exercer la pression au moyen de la charge d'un ressort ou d'un poids. La nécessité d'un parallélisme exact du mouvement des coussinets mobiles sur leurs glissières semble aussi tout indiquée. La courroie annulaire est dirigée par un guide, réglable au moyen d'un volant à main et d'une vis et qui, en déplaçant la courroie, change le rapport de transmission. Pour d'autres applications, les deux cônes sont suspendus au plafond et disposés de façon que l'on puisse, au moyen d'une corde de tirage, déplacer la fourche de la courroie. L'auteur a vu, dans l'Amérique du Nord, cette disposition employée à la commande de machines-outils et de grues. En diminuant suffisamment le diamètre des tambours, à deux de leurs extrémités correspondantes, pour que la courroie ne subisse plus de pression, il est en outre possible d'opérer l'embrayage et le débrayage au moyen de ce système de transmission. Pour plus amples détails on peut se reporter au prospectus de la fabrique américaine citée plus haut.

En Allemagne, les forges de *Wölfel*, près Hanovre, ont entrepris la construction de transmissions du système *Evans et Chr. Seybold*, à *Zweibrücken (Deux-Ponts)* a obtenu un brevet allemand n° 78703 (du 30 mars 1894), pour une application du système à la commande de deux arbres qui se coupent. La figure 199 montre les parties les plus essentielles d'une commande *Seybold*. L'arbre moteur *a a* porte un cône ou une poulie de forme conique *b* qui, par l'intermédiaire d'une courroie passant sur deux galets conducteurs, entraîne le plateau à friction *c*, pressé par un poids contre la courroie. En soulevant le poids, on supprime la pression génératrice du frottement et l'on obtient l'arrêt du plateau conduit. D'après la spécification du brevet, la surface frottante de *b* est un peu bombée et celle de *c* a une forme un peu creuse, afin d'obvier à la tendance de la courroie à s'échapper de la zone de contact et de ménager cette courroie pendant son glissement dans les guides. En déplaçant les galets guides qui portent des joues, on déplace la courroie et l'on change le rapport de transmission. La construction *Seybold*, qui emploie une courroie de plus grande longueur et lui présente, par suite de la forme du plateau *c*, une surface de pression plus importante (saillie sur creux) que le fait le dispositif, fig. 197 et 198 (saillie sur saillie), tout en permettant l'adoption d'un rapport de transmission beaucoup plus grand, paraît malgré sa nouveauté, non seulement avoir été employé maintes fois déjà (surtout pour des commandes de machines à papier), mais encore avoir donné des résultats satisfaisants. Le brevet américain *Evans*, du 9 avril 1889, cherche à résoudre le même problème, mais

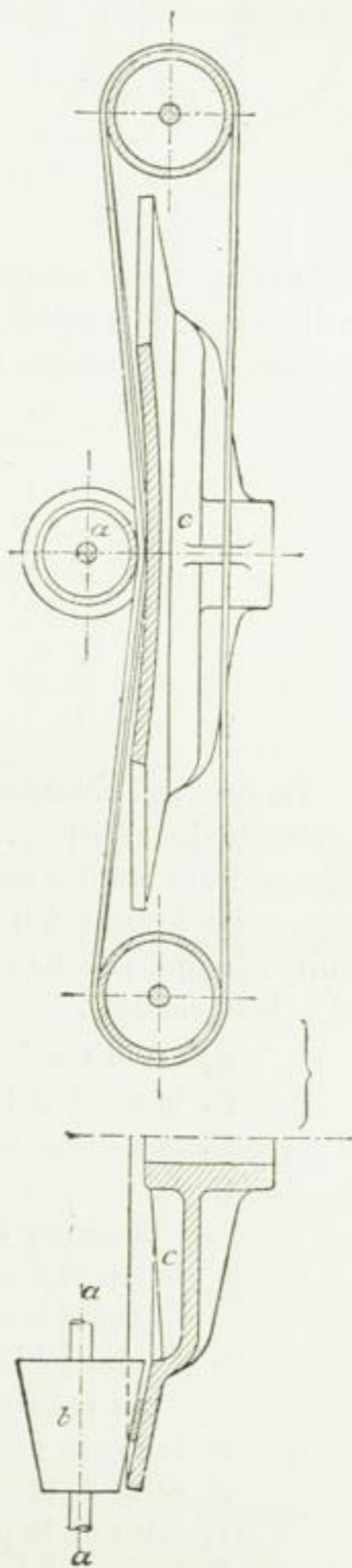


Fig. 199.

inhérentes à la matière, il doit se présenter des difficultés pour l'emploi de larges courroies. En conséquence, *Evans* (brevet allemand n° 54578, du 23 avril 1890) a juxtaposé plusieurs courroies annulaires retenues latéralement par des poulies cylindriques ainsi que par des joues.

Si l'on admet une grandeur de S_1 suffisante pour que toute augmentation de cette valeur donne lieu à un glissement, on devra avoir :

$$dS = \left(S - p \frac{v^2}{g} \right) \mu d\varphi,$$

$$\mu d\varphi = \frac{dS}{S - p \frac{v^2}{g}},$$

$$\mu \omega = \ln \frac{S_1 - p \frac{v^2}{g}}{S_2 - p \frac{v^2}{g}},$$

$$S_1 - p \frac{v^2}{g} = \left(S_2 - p \frac{v^2}{g} \right) e^{\mu \omega} \quad (263)$$

Avec :

$$S_1 - S_2 = P$$

on a :

$$S_1 - p \frac{v^2}{g} = \left(S_1 - P - p \frac{v^2}{g} \right) e^{\mu \omega},$$

$$\left(S_1 - p \frac{v^2}{g} \right) (1 - e^{\mu \omega}) = -P e^{\mu \omega},$$

$$S_1 - p \frac{v^2}{g} = P \frac{e^{\mu \omega}}{e^{\mu \omega} - 1}, \quad (264)$$

$$S_1 = P \frac{e^{\mu \omega}}{e^{\mu \omega} - 1} + p \frac{v^2}{g}, \quad (265)$$

et après introduction de la formule 264 dans la formule 263 :

$$S_2 = P \frac{1}{e^{\mu \omega} - 1} + p \frac{v^2}{g} \quad (266)$$

de la formule 264 résulte :

$$P = \left(S_1 - p \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu \omega} - 1}{e^{\mu \omega}}, \quad (267)$$

et par introduction de :

$$p = p_1 f, \quad \underline{S} = \tau_t f,$$

$$P = \left(\tau_t - p_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu \omega} - 1}{e^{\mu \omega}} f, \quad (268)$$

d'où avec :

$$\left(\tau_t - p_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu \omega} - 1}{e^{\mu \omega}} = k \quad (269)$$

résulte :

$$P = k f \quad (270)$$

D'après cela, la force transmissible P est proportionnelle à la section du brin et au coefficient k déterminé par la formule 269.

Ⓟ

S_1

- τ la tension normale $\frac{S_1}{f}$ résultant de S_1 en supposant une répartition uniforme de la force sur la section,
- k l'effort admissible pour la matière du brin.

Dans l'hypothèse qui n'est pas toujours réalisée, même approximativement, et cela ne doit, par conséquent, pas être perdu de vue, de la flexibilité parfaite du brin, on obtient les résultats suivants :

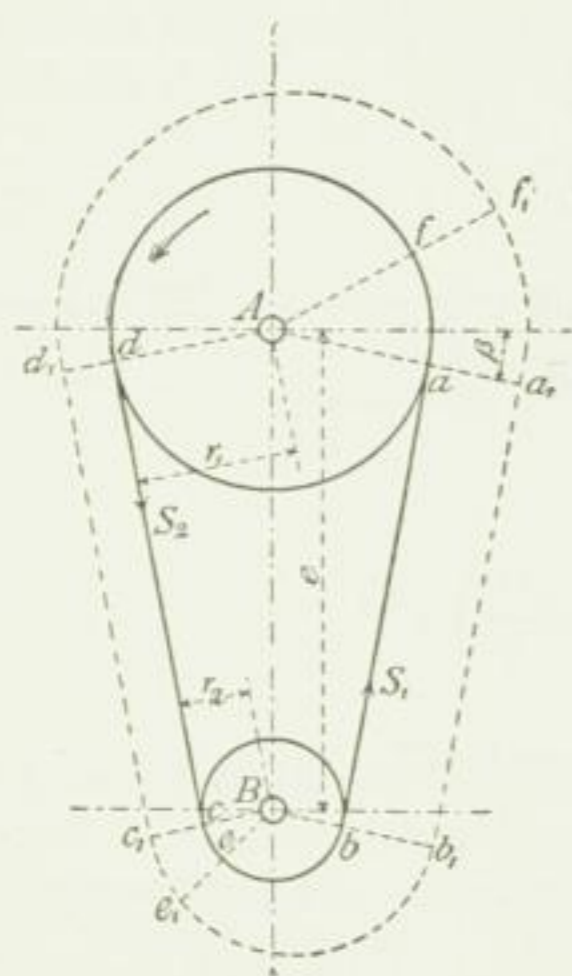


Fig. 202.

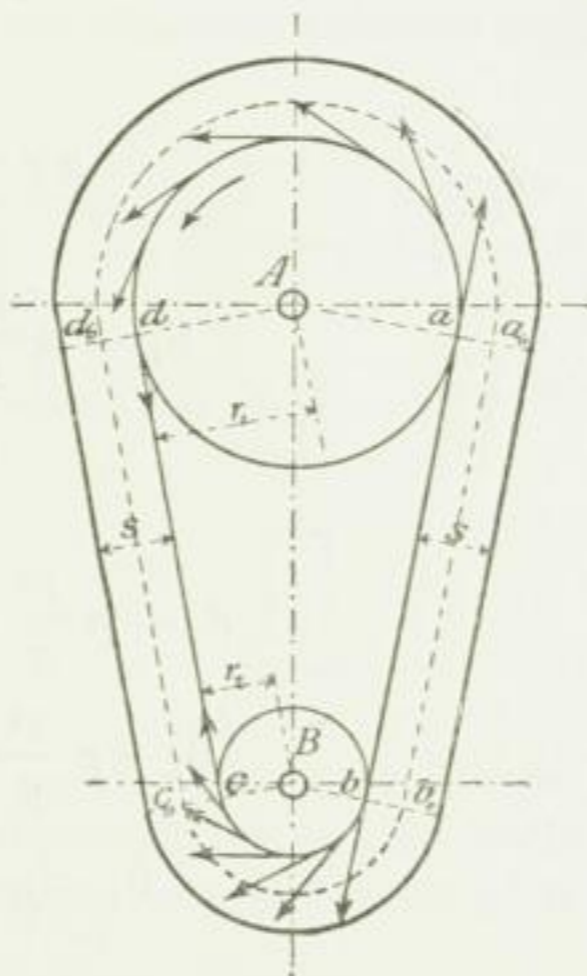


Fig. 203.

La partie de brin infiniment petite $r d\varphi$ (fig. 201) s'applique sur la poulie avec une tension :

$$2 S \sin \frac{d\varphi}{2} = \mu S d\varphi.$$

Comme la masse de cet élément atteint $r d\varphi \frac{p}{g}$, la force centrifuge diminue cette pression de $\frac{p}{g} r d\varphi \frac{v^2}{r}$. Par conséquent, la force avec laquelle l'élément s'applique sur la surface de la poulie est :

$$S d\varphi - \frac{p}{g} v^2 d\varphi = \left(S - \frac{p}{g} v^2 \right) d\varphi$$

et le frottement résultant est :

$$\mu \left(S - \frac{p}{g} v^2 \right) d\varphi.$$

A la rigueur nous devrions ajouter l'influence du poids et de la rigidité du brin, mais nous négligerons ces deux facteurs ¹.

¹ L'auteur considère comme très hasardées les considérations mathématiques relatives à la prétendue influence de la pression atmosphérique. Voir son mémoire intitulé « Quelques remarques au sujet d'un nouveau calcul des courroies », publié dans la revue hebdomadaire de la Société des Ingénieurs allemands, 1879, n° 15, 16 et 17, pages 151 et suivantes.

et que la tension de ce dernier ne suffise plus à la transmission de P . Pour supprimer cette influence nuisible du changement de longueur, il faut retendre le brin, c'est-à-dire en défaire la jonction, le raccourcir et refaire la jonction. Pour ne pas être obligé de renouveler trop souvent ce travail on monte, au début, le brin avec un excès de tension (et d'allongement) correspondant — et souvent très important — ce qui, on le verra plus loin, n'est pas sans présenter des inconvénients. Exceptionnellement on évite de défaire la jonction du brin en disposant l'arbre d'une des poulies de manière à pouvoir, en déplaçant cet arbre, allonger le brin et le tendre de nouveau.

De l'influence du changement de longueur, nous concluons que le brin doit être d'une matière possédant une élasticité suffisante et durable. Le plus souvent, cette dernière condition se réalise seulement si l'on n'impose à la matière qu'une fatigue relativement peu importante. L'extension élastique en présence de l'effort admissible, c'est-à-dire le produit de l'effort admissible par le coefficient d'extension élastique donne, à ce point de vue, une mesure de la possibilité d'utiliser telle ou telle matière. Les matières qui ont une tendance à changer de longueur lorsque change l'état de l'atmosphère qui entoure le brin, comme le font par exemple le cuir, le chanvre, etc., dès qu'elles prennent ou perdent de l'humidité, ne sont donc pas à leur place si ces influences peuvent s'exercer au détriment du travail.

En réalité, la transmission, d'après le type b pris isolément, ne se rencontre qu'appliquée à des brins marchant verticalement. Dans tous les autres cas elle semble se combiner avec le cas a , et cela d'autant mieux que l'écartement des axes des poulies est plus grand.

Commande du type c; fig. 206.

Ici la tension dépend de la force de traction exercée par le chariot sur lequel repose la poulie de tension; elle est, par conséquent, indépendante de l'extension du brin et ne change pas avec la longueur de ce dernier. Le changement de longueur du brin n'a pour effet qu'un déplacement du chariot. Il n'est, par conséquent, pas non plus nécessaire de tendre, de prime abord, le brin plus que la force à transmettre l'exige.

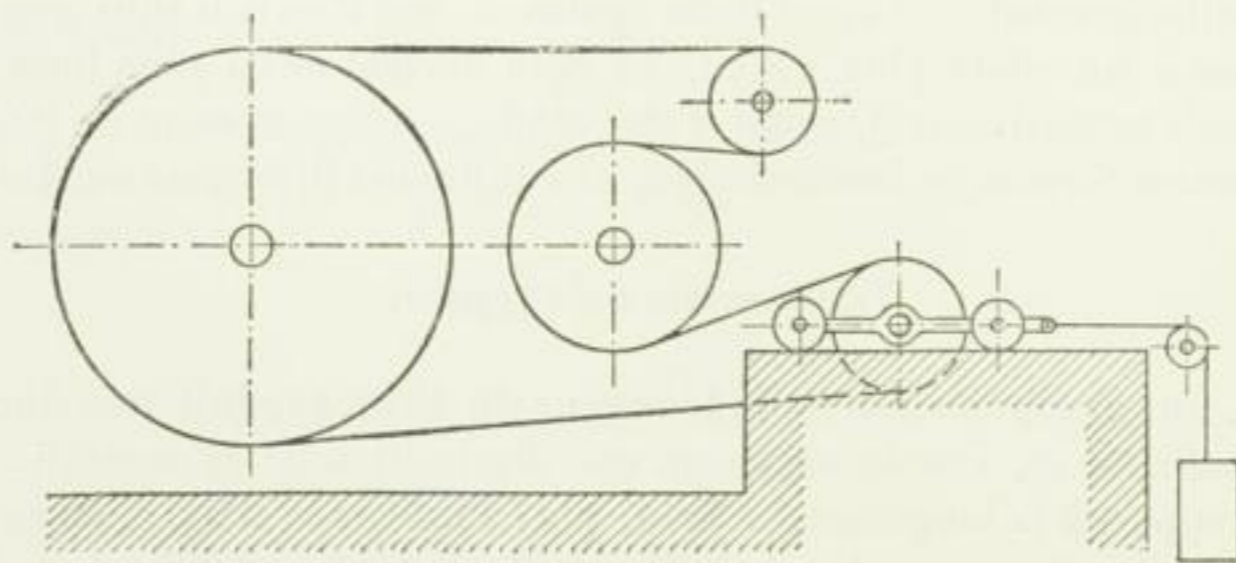


Fig. 206.

La transmission du type c , fig. 206, peut être désignée sous le nom de transmission à tension par charge puisqu'elle fonctionne grâce à une tension du brin produite par une charge, à la différence de la transmission du type b , sur laquelle la tension du brin résulte de son allongement et que l'on peut, en conséquence, désigner sous le nom de transmission à tension par allongement.

Si l'on trace la *chainette*, formée par le brin sous l'influence de son propre poids, sur

un système de coordonnées perpendiculaires dont l'axe X est la ligne directrice et l'axe Y la ligne de symétrie ; si l'on désigne en outre, sur la figure 207, par :

x, y les coordonnées d'un point quelconque P de la chaînette,

$\widehat{MP} = s$ la longueur de l'arc de chaînette MP,

H la tension horizontale du câble au sommet M,

S la tension du câble au point P,

$V = \rho s$ le poids de la partie de câble \widehat{MP} ,

$\overline{OM} = h$ le paramètre de la chaînette,

on a, comme l'on sait :

$$H = hp, \quad (271)$$

$$S = yp, \quad (272)$$

c'est-à-dire que la tension en un point quelconque P est égale au poids d'une partie du câble dont la longueur est égale à la distance de ce point à la directrice.

$$y = \frac{h}{2} \left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}} \right) \text{ ou } x = h \ln \left[\frac{s}{h} + \sqrt{1 + \left(\frac{s}{h} \right)^2} \right] \quad (273)$$

$$s = \frac{h}{2} \left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}} \right) \quad (274)$$

$$y^2 = h^2 + s^2 \quad (275)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dy}{dx} = \frac{s}{h} = \frac{1}{2} \left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}} \right) = \sqrt{\left(\frac{y}{h} \right)^2 - 1} \quad (276)$$

On peut maintenant, pour établir une transmission par câble, procéder de la manière suivante :

La valeur de la tension S du brin, résultant de la formule 272, s'éloigne ordinairement peu, même pour la transmission inclinée (fig. 207), de sa composante horizontale H, déterminée par la formule 271. Cette dernière peut, en conséquence, être considérée comme tension du brin, c'est-à-dire que l'on peut poser, d'après la formule 271, pour le brin tirant :

$$S_1 = H_1 = h_1 p$$

et pour le brin tiré :

$$S_2 = H_2 = h_2 p.$$

Dans ces égalités S_1 et S_2 sont données par les formules 265 et 266. De là résulte ensuite :

$$h_1 = \frac{S_1}{p} \text{ et } h_2 = \frac{S_2}{p} \quad (277)$$

Les paramètres des chaînettes et, par suite, ces lignes elles-mêmes sont donc déterminés pour les brins tirant et tiré. Nous pouvons maintenant tracer d'abord l'un des brins, le premier, par exemple, puis établir la figure 208, sur laquelle \overline{BC} indique la différence de hauteur des deux axes de poulies et \overline{AC} leur distance horizontale, de sorte que \overline{AB} est la ligne des centres. La figure 208 est alors reportée sur la chaînette tracée, de façon que cette ligne touche les deux poulies et que \overline{AC} soit horizontale, c'est-à-dire parallèle à la directrice de la chaînette.

La seconde chaînette, celle du brin tiré, est maintenant tracée à son tour et placée de façon à toucher les poulies sur leur côté opposé, tout en ayant sa directrice horizontale. La transmission se trouve ainsi déterminée.

Pour déterminer le choix du côté des poulies sur lequel doit porter le brin tirant ou tiré, on peut se baser d'abord sur les conditions locales (le brin doit être librement suspendu), on doit ensuite s'efforcer d'obtenir le coefficient k , déterminé par la formule 269

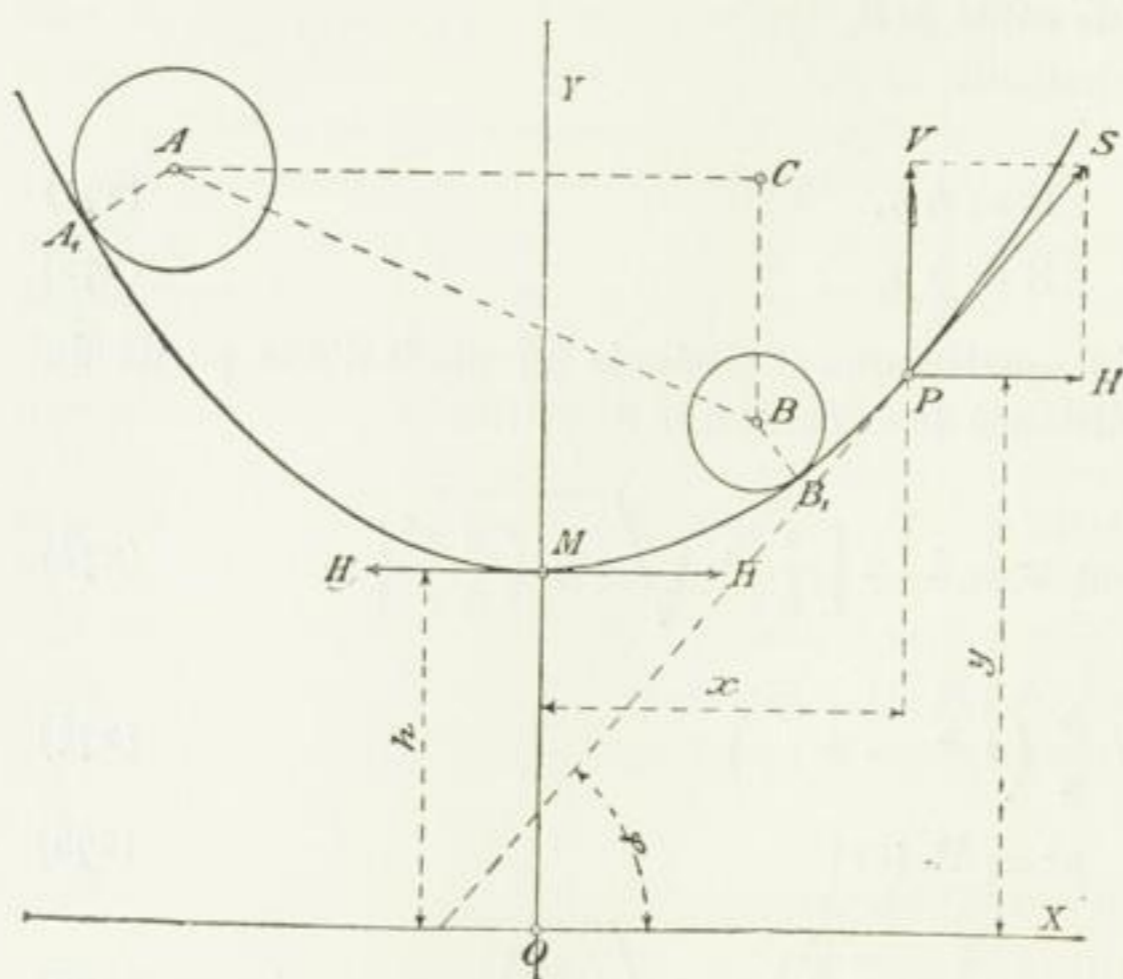


Fig. 207.

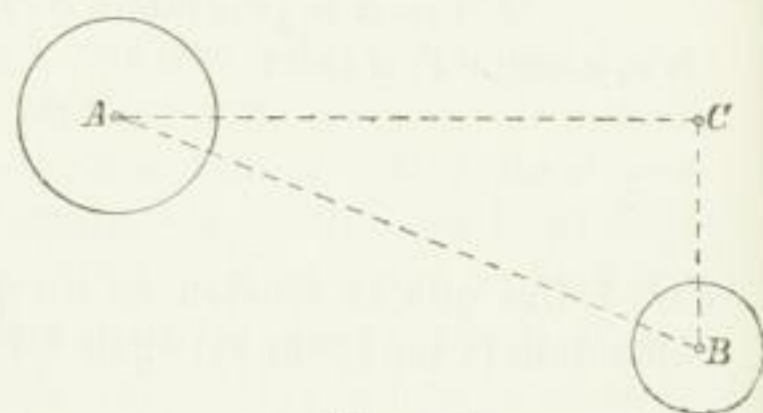


Fig. 208.

aussi grand que possible, ce qui a lieu quand le brin tirant se trouve en dessous, parce que ω est alors plus grand qu'avec la disposition inverse.

Pour le tracé de la chaînette on peut se servir immédiatement de la formule 273, en calculant pour les valeurs attribuées à x les valeurs correspondantes de y ; on peut aussi se servir de tables contenant les valeurs de $e^{\frac{x}{h}}$ et de $e^{-\frac{x}{h}}$ pour des valeurs diverses de $\frac{x}{h}$.

Si la différence de hauteur \overline{CB} des deux axes de poulies A et B n'est pas très grande, comparativement à \overline{AC} , on peut remplacer avec une exactitude suffisante la chaînette par une parabole ordinaire. Cette ligne est, comme on le sait, celle d'un brin dans l'hypothèse que le poids à l'unité de longueur de la *projection horizontale* de la ligne du câble est égal à une valeur invariable qui, dans le cas actuel, est p .

D'après la figure 209, on a :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{px}{H}$$

$$y = \frac{px^2}{2H} \tag{278}$$

Avec :

$$p = p_1 f \text{ et } S_1 = H = \tau_t f$$

on a :

$$y = \frac{p_1}{2\tau_t} x^2 \tag{279}$$

De là résulte que la hauteur de flèche varie comme le carré de l'étendue, qu'elle

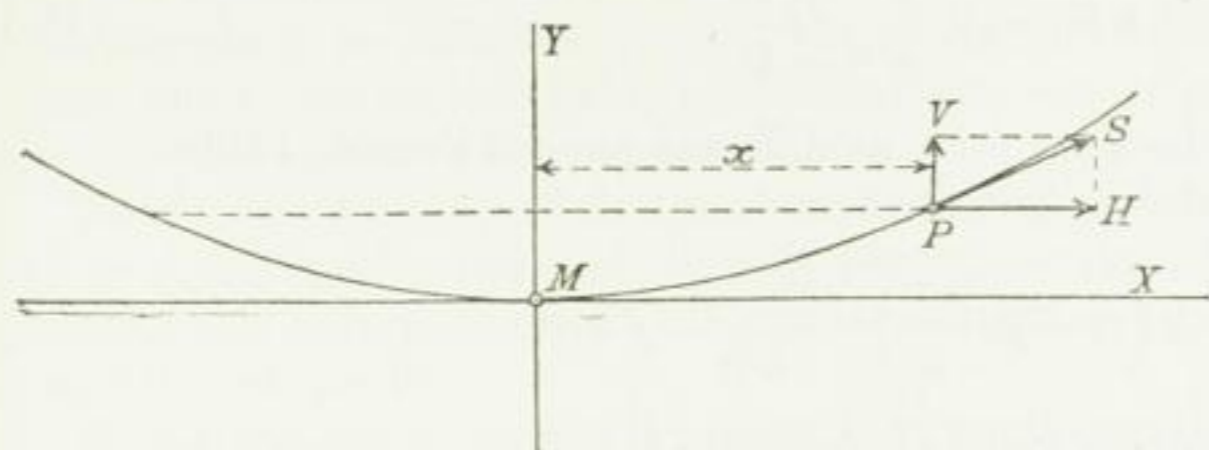


Fig. 209.

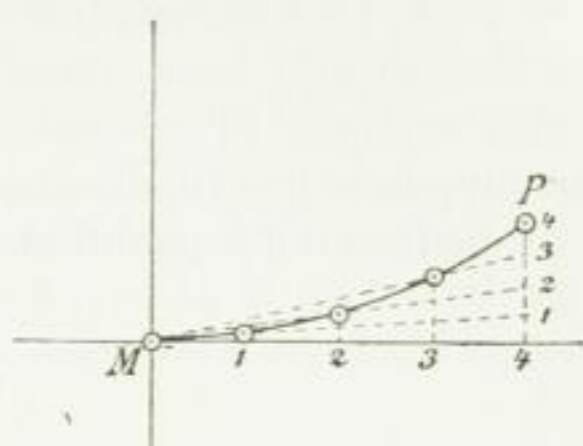


Fig. 210.

augmente comme la première puissance de p_1 et diminue comme la première puissance de τl . Le tracé de la parabole est facile à exécuter, fig. 210, si, outre le sommet M, on a un point P que l'on peut calculer d'après les formules 278 et 279.

Inversement on peut déduire des formules 278 et 279 la tension H ou l'effort τl , quand la ligne du câble est donnée.

La longueur de l'arc redressé de parabole $\widehat{MP} = s$ se calcule assez exactement au moyen de la formule :

$$s = x \left(1 + \frac{2}{3} \frac{y^2}{x^2} \right) \quad (280)$$

Pour trouver la tension S_0 avec laquelle le brin doit appuyer sur les poulies pendant le travail, pour des transmissions des types a et b (pages 277 à 278), posons :

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} \quad (281)$$

A la rigueur, cette relation n'est admissible que pour des transmissions dont le brin, dans son étendue, ne descend pas ou du moins ne descend guère. Malgré cela nous la conserverons d'abord comme générale, sauf une rectification dont la nécessité ne se présente que dans un seul cas, celui des transmissions par câbles en fil de fer. Un exemple montrera de quelle manière on doit alors procéder.

De la formule 281, et en tenant compte des égalités 265 et 266, on tire :

$$S_0 = \frac{P}{2} \frac{e^{2\omega} + 1}{e^{2\omega} - 1} + p \frac{v^2}{g} \quad (282)$$

On peut, d'après cela, se rendre compte de la force que le brin tendu exerce sur l'arbre ainsi que de la résistance au frottement dans les coussinets due à cette force ; mais il ne faut pas perdre de vue que le terme $p \frac{v^2}{g}$ disparaît pendant le fonctionnement de la transmission, parce que la force centrifuge tend à écarter le brin. Dans la direction de la ligne des centres la puissance de cette action est, en supposant $\omega = \pi$:

$$\frac{\pi r p}{g} \frac{v^2}{r} \frac{2}{\pi} = 2 p \frac{v^2}{g}.$$

Cela donne pour chacun des deux brins :

$$p \frac{v^2}{g}.$$

Conséquemment, la pression axiale pendant le fonctionnement de la transmission atteint :

$$2 S_0' = P \frac{e^{\mu\omega} + 1}{e^{\mu\omega} - 1}, \quad (283)$$

en supposant que les directions des deux brins ne diffèrent que peu l'une de l'autre.

Le travail que peut transmettre un brin donné :

$$Pv = \left(\tau_t - p_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} f v$$

atteint pour la vitesse v' , à déterminer d'après la formule :

$$\frac{d \left(\tau_t - p_1 \frac{v^2}{g} \right) v}{dv} = 0 = \tau_t - 3 \frac{v^2}{g} p_1$$

un maximum de valeur $\max(Pv)$ et l'on a :

$$v' = \sqrt{\frac{\tau_t g}{3 p_1}} \quad (284)$$

$$\max(Pv) = \frac{2}{3} \tau_t \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} f \sqrt{\frac{\tau_t g}{3 p_1}}. \quad (285)$$

Il est évident d'après cela qu'un tiers de l'effort imposé à la matière du brin par S_1 , lorsque le travail est maximum, provient de la force centrifuge.

II. Glissement du brin sur les poulies, par suite de l'élasticité de la matière fibreuse et perte de vitesse qui en résulte. Rapport de transmission.

Sur la figure 202, p. 275, soit A la poulie conductrice et B la poulie conduite. Dans la partie tirante du brin ab règne la tension S_1 qui se reporte sur les rayons Aa_1 de a et Bb_1 de b , de façon que $\overline{aa_1} = \overline{bb_1} = S_1$. De b en c la tension diminue dans le brin en raison du frottement qui s'exerce entre lui et la surface de la poulie, jusqu'à ce que cette tension soit devenue égale à S_2 , ce qui a lieu en e . La valeur de S_2 est donc représentée par ee_1 . La courbe b_1e_1 donne, si on la compare avec l'arc de poulie \widehat{be} , la loi suivant laquelle s'opère la transformation de S_1 en S_2 . De e en d règne la tension S_2 , croissant, à partir de d , jusqu'à ce que sa valeur soit, vers f , devenue égale à $S_1 = \overline{ff_1} = \overline{aa_1}$. La courbe d_1f_1 montre la loi de transformation de S_2 en S_1 . D'après cela, de f en b règne la tension S_1 . Si le frottement qui peut se produire suffisait exactement pour transmettre la résistance à la circonférence de la poulie conduite B, e devrait coïncider avec c , et si la poulie A était dans les mêmes conditions, f devrait aussi coïncider avec a . En général les choses ne se passeront pas ainsi.

Par suite de l'élasticité de la matière du brin, auquel s'applique le coefficient d'allongement α ,

$$\begin{aligned} \text{la partie } fab \text{ subit, sur l'unité de longueur, l'allongement } \varepsilon_1 &= \frac{S_1}{f} \alpha, \\ \text{» } ecd \text{ » » » » } \varepsilon_2 &= \frac{S_2}{f} \alpha. \end{aligned}$$

ee_1

A cause de $S_1 > S_2$, on a $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$. Conséquemment, une partie quelconque du brin, de longueur primitive 1 (à l'état de tension nulle), s'allonge dans son trajet de e à b , proportionnellement à la différence $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Un allongement de ce genre peut être considéré comme une avance du brin sur la poulie conduite, comme un glissement du brin, par rapport à la poulie, dans le sens du mouvement.

De même il doit se produire pendant le mouvement de la partie de brin considérée, de f en d , un raccourcissement de cette partie, correspondant à $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$, et un retard ou glissement du brin, par rapport à la poulie conductrice, en sens contraire à celui du mouvement de cette poulie.

Si, maintenant, v_1 désigne la vitesse de la poulie conductrice et v_2 celle de la poulie conduite, il est clair, tout d'abord, que la partie de brin considérée doit avoir, pendant son passage sur les arcs af et ce , la même vitesse que les poulies correspondantes, car il n'existe pas de glissement en ces endroits. Dans le premier cas le brin a la longueur $1 + \varepsilon_1$ et, dans le second, celle de $1 + \varepsilon_2$; par suite :

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_2}$$

$$\psi = \frac{v_1 - v_2}{v_2} = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_2} = \alpha \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{S_1 - S_2}{f} \alpha = \frac{P}{f} \alpha,$$

$$\psi = \alpha k \quad (286)$$

c'est-à-dire que la perte relative de vitesse, résultant du glissement partiel du brin (avance de ce dernier sur la poulie conduite dans le sens du mouvement, et en sens contraire sur la poulie conductrice), et qui provient de l'élasticité de la matière fibreuse est égale au produit du coefficient d'extension par la *charge admissible* k (formule 269).

Plus cette charge est grande, plus ψ est grand, toutes les autres conditions étant égales d'ailleurs; il faut toutefois remarquer que l'élasticité, dont α est la mesure, diminue pour les matières employées (courroies, câbles), à mesure que la tension augmente (voir p. 80 et suivantes).

Pour apprécier avec exactitude la valeur de ψ , il ne faut pas perdre de vue que le temps contribue à parfaire les allongements et que cela se produit, en particulier, pour les matières dont se compose le brin installé sur les transmissions du type b (p. 277 et suivantes) (voir p. 6 et 7).

Plus la transmission fonctionne lentement, plus α sera grand — jusqu'à une certaine limite — à conditions égales, et vice versa.

Le glissement du brin est une conséquence inévitable de l'élasticité naturelle de la matière et se produit d'ailleurs aussi quand la force à transmettre est variable. (Nous n'avons pas à traiter ici du glissement causé par l'insuffisance de frottement entre le brin et les poulies.

La détermination précédente de ψ suppose que le brin est infiniment mince. Si l'on tient compte de l'épaisseur qu'il possède en réalité, on se trouve dans la nécessité de corriger cette valeur et la formule 286 fournit le moyen de le faire.

Sur la figure 203, p. 275, l'épaisseur du brin est figurée dans une mesure exagérée et, pour plus de clarté, le brin est considéré comme une courroie dont la section est un rectangle. Pendant le fonctionnement de la transmission, la poulie motrice A, dont la circonférence touche la face *interne* de la courroie, agira au moyen des forces indiquées par les flèches. L'action de la poulie conduite B s'exerce d'une manière tout à fait analogue sur la face interne de la courroie. La conséquence de cette action unilatérale de la force, par rapport au plan moyen de la courroie $a_0 b_0 c_0 d_0$, est une extension des fibres internes de la

partie tirante de la courroie qui viennent toucher la poulie — du moins au voisinage des points a et b — bien supérieure à ce qu'indique la formule :

$$\varepsilon_1 = \alpha \tau_1 = \alpha \frac{S_1}{f},$$

basée sur une égale répartition de la tension sur la section f . On trouve de même, pour la partie tirée de la courroie, un allongement ε_2 réduit d'une manière correspondante, des fibres internes de la courroie, on doit donc poser les égalités :

$$\psi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \varphi \frac{S_1 - S_2}{f} \alpha = \alpha \varphi \frac{P}{f} = \alpha \varphi k, \quad (287)$$

dans lesquelles φ est un nombre plus grand que 1. Sa détermination mathématique rencontre, surtout à cause des conditions dynamiques du problème, qui acquièrent de l'influence, de très sérieuses difficultés. Une nouvelle difficulté résulte, pour le cuir, de ce que les fibres du côté chair n'ont pas la même élasticité que celles du côté poil. Le coefficient correcteur φ de la formule 287 doit par conséquent être déterminé d'après des expériences sur des transmissions par courroies. On peut ensuite tenir compte aussi de ce que α varie suivant les matières considérées, parce que, à la force S_2 , correspond un coefficient d'extension supérieur à celui qui correspond à la force S_1 .

Dans le cas où l'on emploie des câbles placés dans des gorges de forme angulaire, les points où s'exercent les forces du frottement, dans la direction de l'axe, ne sont plus à une distance de l'axe du câble égale à la demi-épaisseur de ce dernier, mais s'en rapprochent plutôt dans la direction du rayon de la poulie ; aussi l'action ci-dessus mentionnée d'une application unilatérale de la force doit-elle se faire moins sentir.

Le rapport de transmission résulte de :

$$\begin{array}{llll} r_1 & \text{comme} & \text{rayon de la poulie} & \text{conductrice,} \\ r_2 & \text{»} & \text{»} & \text{conduite,} \end{array}$$

il est de :

$$\frac{r_1 + 0,5s}{r_2 + 0,5s} (1 - \psi)$$

en admettant que la force résultante, dans les deux sections de brin considérées pour r_1 et r_2 , passe par le centre de gravité de ces sections, c'est-à-dire à environ $\frac{1}{2}s$ de la circonférence des poulies. D'après l'exposé donné plus haut cela n'a certainement pas lieu et, sur la partie tirante la force résultante se rapprochera davantage de la circonférence de la poulie, tandis que sur la partie tirée elle en sera, au contraire, un peu plus éloignée, de façon que le rapport de transmission est un peu inférieur à ce qu'indique l'expression ci-dessus ; il est actuellement impossible de déterminer mathématiquement ces écarts d'une manière tant soit peu sûre. Dans ces conditions, posons par appréciation, pour le rapport réel de transmission :

$$\frac{r_1 + \frac{1}{3}s}{r_2 + \frac{2}{3}s} (1 - \psi) = \frac{3r_1 + s}{3r_2 + s} (1 - \psi) \quad (288)$$

Il n'est d'ailleurs utile de tenir compte de l'épaisseur s , comme dans la formule 288, que si l'une des poulies paraît relativement petite. Dans la grande majorité des cas on peut, dans la formule 288, poser s égal à zéro.

$3r_1 + 2s$

III. Transmission par courroie.

Si le brin qui entoure les poulies forme une bande dont la matière est *assez élastique* pour former une transmission du type *b* (p. 277 et suivantes), ce brin s'appelle *courroie* et ses poulies sont des *poulies à courroie*.

L'élasticité de la matière de la courroie, ainsi que l'emploi et le traitement des courroies dans des conditions qui permettent de conserver le mieux possible cette élasticité, constituent le point essentiel d'une transmission par courroie.

1. Courroies.

La matière des courroies est ordinairement le cuir de bêtes à cornes, d'une nature aussi uniforme que possible. Cette qualité n'appartient guère qu'aux cuirs de taureaux et de bœufs. Le cuir de vache ne convient pas pour les courroies de transmission à cause de son irrégularité.

L'épaisseur ordinaire des courroies atteint environ 5 mm, elle s'élève à 8 mm pour des cuirs provenant de peaux tout spécialement choisies et descend vers 3,5 mm pour des courroies destinées à des emplois secondaires. Quand le cuir simple n'a pas une épaisseur suffisante, on le double, on l'emploie rarement triplé. Le cuir de morse, dont on ne se sert que rarement, présente des épaisseurs qui vont jusqu'à 20 mm et plus.

La plus grande largeur des courroies dépend de la grandeur et de la qualité des cuirs dans lesquels on les taille. La partie utilisable pour les courroies de transmission (dans lesquelles il ne doit pas entrer de cuir plissé), a pour les bons et grands cuirs une largeur atteignant environ 1200 mm, cette dimension semble donc la plus grande largeur d'une courroie, abstraction faite de la possibilité de faire des courroies doubles de largeur plus grande en juxtaposant plusieurs cuirs. Toutefois, il n'est pas avantageux d'aller jusqu'à la largeur de 1200 mm, comme le montre ce qui suit. La partie médiane du cuir du dos, y compris la croupe, est moins souple que celle provenant des flancs. Or, si l'on employait une courroie simple de 1200 mm, on ne pourrait compter sur une répartition uniforme, même approximativement, des tensions sur la section de la courroie. Si l'on tient compte de ce fait, on ne doit pas adopter de courroies simples, d'une largeur supérieure à 500 ou 600 mm environ. Pour les courroies doubles la largeur atteint 1200 mm, parce que l'on superpose les morceaux de cuir de manière que le côté le plus souple de l'un soit toujours sur le côté le moins souple de l'autre, ce qui donne lieu à une certaine compensation réciproque des irrégularités de la matière, fig. 211. En général, les courroies simples sont préférables aux courroies doubles. Il convient néanmoins, même pour les courroies doubles, de ne pas dépasser, à moins de nécessité urgente, la largeur de 600 mm, sauf, en cas de besoin, à juxtaposer de préférence deux ou plusieurs courroies ¹. Il faut observer, en outre, que le prix de l'unité de poids des courroies croît, à partir de certaines dimensions, avec l'épaisseur et la largeur.

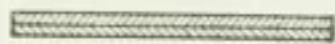


Fig. 211.



Fig. 212.

¹ A l'Exposition de Chicago, en 1893, se trouvaient de nombreuses courroies de dimensions extraordinaires; par exemple, une courroie triple ayant environ 62 m de longueur, 2590 mm de largeur et environ 18 mm d'épaisseur, dont l'exécution avait, d'après la maison exposante, nécessité l'emploi de 569 peaux. Les jonctions étaient obtenues par collage. Voir aussi la note au bas de la page 287.

On peut aussi superposer deux courroies sur une poulie qui, par leur intermédiaire, commande deux autres poulies, comme le montre la figure 213. Des résultats très satisfaisants paraissent avoir été obtenus de ce genre de disposition ¹.

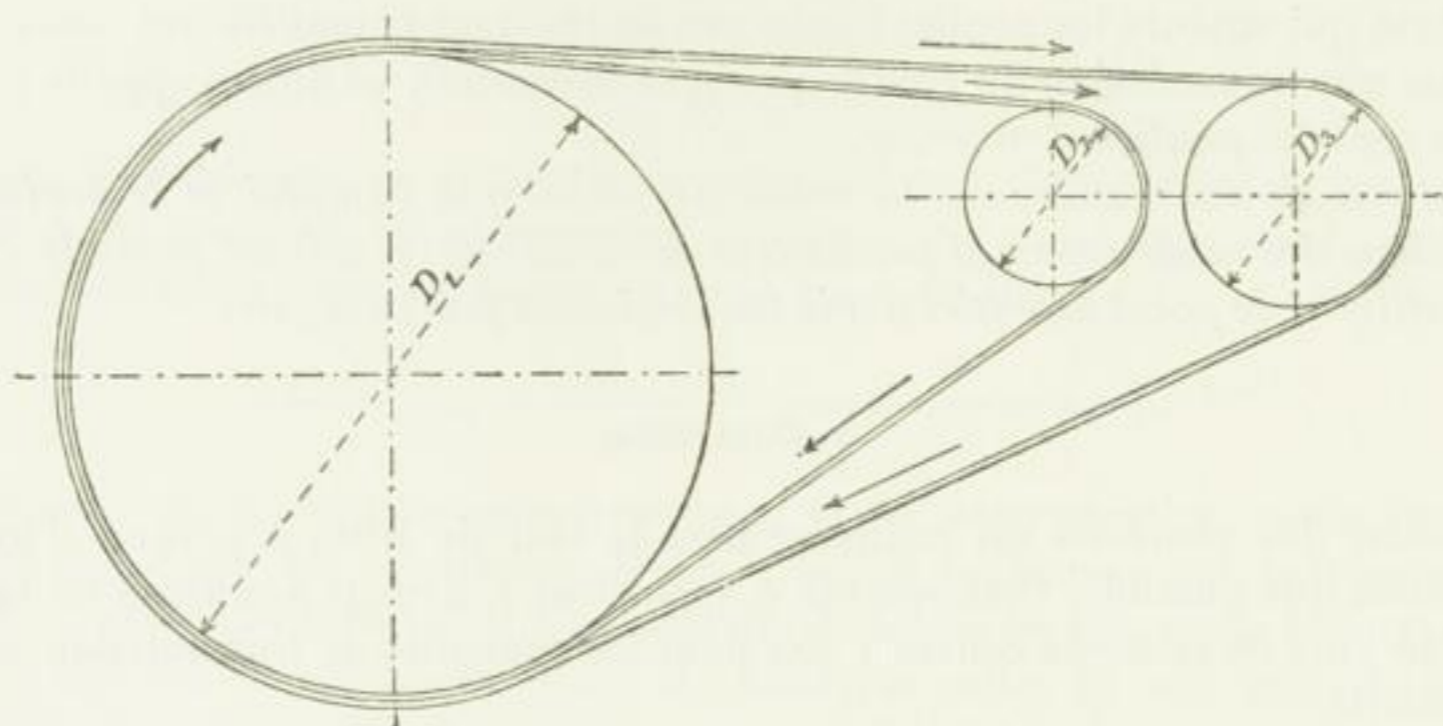


Fig. 213.

On cherche, en ajoutant deux bandes latérales cousues (talons), fig. 212, à diminuer le frottement et le fouettement des courroies *larges*. Ces bandes renforcent les bords flexibles et tendent, surtout sur les poulies bombées, à répartir plus uniformément la tension sur l'ensemble de la section. La largeur de ces pièces latérales varie entre 60 et 120 mm.

Les courroies d'une largeur un peu grande, et qui doivent marcher bien droit, doivent être prises dans la partie médiane du dos de la peau de façon que le milieu de la courroie coïncide avec celui du dos. Les courroies coupées dans les flancs se courbent en s'étendant.

La longueur des diverses pièces d'une courroie large atteint environ 1500 mm (le cuir plissé ne doit tout au plus s'employer que dans les jonctions). Sur les courroies larges il faut, suivant l'état des extrémités à réunir, environ 200 à 400 mm de longueur de jonction, en sorte que chaque pièce fournit de 1100 à 1300 mm de courroie fabriquée.

La jonction s'opère, dans le sens de la largeur et aussi, sur les courroies doubles, dans celui de la longueur, au moyen de lanières en cuir gras formant des coutures écartées entre elles d'environ 50 mm et distantes des bords de 20 mm environ. Pour noyer autant que possible les lanières dans le cuir de la courroie, du côté qui doit être en contact avec les poulies, on doit percer la courroie en commençant par ce côté. On enfonce ensuite presque complètement les lanières dans la courroie en laminant celle-ci entre des rouleaux. L'adhérence des diverses parties des courroies peut aussi s'obtenir par un collage dont on augmente la résistance en ajoutant, à la colle forte servant à cet usage, de la térébenthine de Venise et un peu de vinaigre. C'est l'application du côté chair d'une peau sur le côté chair d'une autre peau qui donne la meilleure jonction. Pour réunir les extrémités de cour-

¹ Voir, par exemple, la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, p. 572, où il est question d'un cas dans lequel $D_1 = 7300$ mm (volant, $n = 48$), $D_2 = 2000$ mm, $D_3 = 2600$ mm, largeur de la courroie intérieure 970 mm, de la courroie extérieure 914 mm. Les distances des axes sont 8,3 et 10 m, d'après l'indication fournie et qui doit être erronée, car $\frac{D_2}{2} + \frac{D_3}{2} = 1000 + 1300 = 2300$ mm tandis que la différence des distances d'axes ne devrait être que de 1700 mm.

A l'Exposition de Chicago, en 1893, la machine à vapeur de 2000 chevaux indiqués de la E. P. Allis Company (Milwaukee) transmettait sa puissance au moyen de deux courroies triples, superposées, de 1830 mm de largeur et 16 mm d'épaisseur; $D_1 = 9140$ mm (volant, $n = 60$), $D_2 = D_3 = 2740$ mm.

4

roies, qu'il est facile de tailler en biseau au moyen d'un rabot à cuir, il faut compter 15 à 25 cmq de surface collée par centimètre carré de section de courroie. Les parties de courroie enduites de colle doivent être serrées l'une contre l'autre au moyen de presses pendant la prise de la colle.

Quand le travail est très bien exécuté, la résistance des points de jonction est de 20 à 30 % inférieure à celle de la courroie intacte, à laquelle on peut attribuer une ténacité variant entre 250 et 450 kg/cmq si le cuir est du noyau de bonne qualité (voir p. 81).

Avant de servir, la courroie doit être soumise pendant 24 heures et mieux encore pendant 2 à 3 jours à un allongement obtenu au moyen de poids suspendus ou par une tension sur la machine à étendre, correspondant à une charge environ double ou triple de celle que l'on suppose devoir exister dans le brin tirant pendant le service de la courroie. S'il s'agit de courroies relativement larges, l'extension de leurs diverses parties doit précéder l'assemblage, de manière à diminuer, autant que possible, les grandes différences d'allongement dont la peau est susceptible (avant d'avoir été étendue). Il se produit alors, ordinairement, un allongement persistant de 4 à 5 %. Ce travail sert en même temps à éprouver l'homogénéité du cuir.

Pour opérer la jonction des courroies terminées on se sert aussi, avec avantage, de lanières; mais on a essayé aussi une quantité d'assemblages dont la valeur pratique est plus ou moins problématique. Ce sont encore les boulons à courroies qui ont été accueillis avec le plus de faveur. La figure 214 (brevet *Motz*, en indique le principe).

Est ce le côté poil ou le côté chair qui doit être en contact avec la surface des poulies, la question est depuis longtemps controversée. Ordinairement c'est le côté chair que l'on applique sur les poulies.

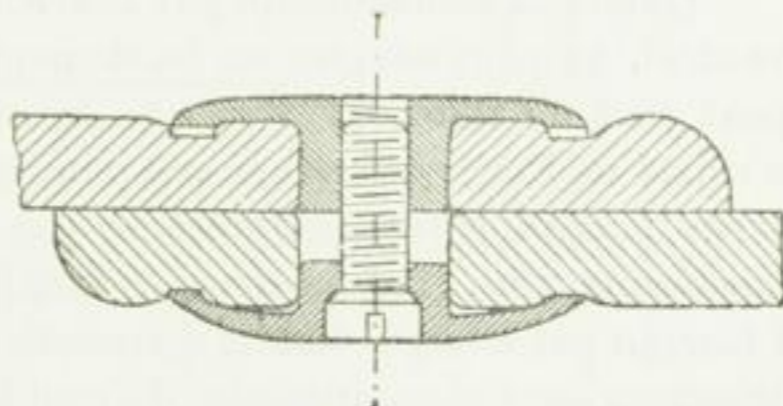


Fig. 214.

Le prix élevé des bonnes courroies de cuir, la tendance du cuir à changer de longueur, sous l'influence du degré d'humidité de l'atmosphère dans laquelle chemine la courroie, et surtout la grande influence de cette humidité sur la sûreté du fonctionnement et la durée des courroies en cuir, ainsi que la nécessité de composer ces courroies en assemblant de nombreuses pièces relativement courtes, ont conduit à remplacer le cuir, pour les courroies, par d'autres matières. C'est ainsi que l'on a mis depuis quelque temps, dans le commerce, des courroies en caoutchouc, en coton, en chanvre, en poils (feutre), en fils de métal, en papier, etc., sans parvenir jusqu'à présent à des résultats assez frappants pour mettre en question l'importance du cuir au point de vue des courroies de transmission¹.

Dans les endroits où les courroies de cuir ne résistent pas, on leur substitue avec succès des courroies en caoutchouc et en coton. Il n'est pas douteux, d'ailleurs, que l'on parvienne à les faire employer aussi en remplacement du cuir, dans des endroits où elles n'ont aucune raison d'être. L'auteur ne possède, au sujet de ces courroies, aucune donnée numérique d'expériences pratiques *digne de confiance*. La ténacité de la matière d'une courroie, sur laquelle on se base souvent, ne permet pas de formuler un jugement décisif, qui doit

¹ C. Otto Gehrckens, à Hambourg, s'est particulièrement efforcé, non sans succès, de perfectionner la fabrication et l'usage des courroies en cuir pour transmissions. Il avait exposé en 1893, à Chicago, une courroie de 2400 mm de largeur, 12 mm d'épaisseur et 52 m de longueur, pesant 1759 kg, et dont l'exécution, d'après ce fabricant, avait exigé 298 peaux de bœufs.

s'appuyer sur l'élasticité (voir plus haut le second paragraphe du titre III, p. 285, ainsi que le mémoire de l'auteur sur l'« élasticité des courroies et câbles de transmission » dans la

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1887, p. 221 et suivantes et, en particulier aussi, p. 245).

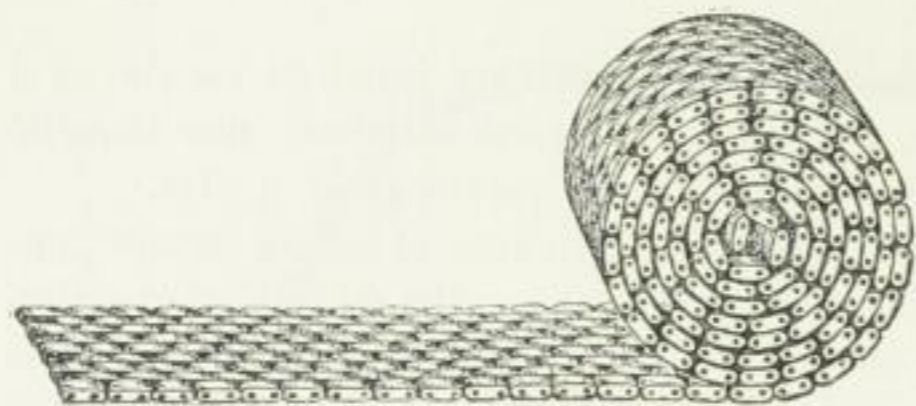


Fig. 215.

Récemment, on a aussi fait des courroies avec des pièces assemblées comme celles des chaînes articulées, fig. 215. Les maillons se composent de cuir ou même de papier (en nombreuses couches superposées et comprimées ensemble), les tiges d'articulation sont en fer ou en acier. Les

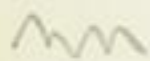
courroies de ce genre sont désignées sous le nom de *courroies à chaînons* et recommandées particulièrement pour de petites distances d'axes, de grands rapports de transmission et des locaux humides.

2. Disposition de la transmission.

Quand la transmission par courroie est établie d'après le type *b* (p. 277, 278 et suivantes), on peut adopter un écartement assez petit des axes de poulies, dont la distance peut être d'autant moindre que la courroie est plus élastique. A proprement parler il n'existe de limite inférieure que pour les courroies croisées et quand la courroie, avec une petite distance d'axes, ne présente pas assez d'élasticité eu égard aux conditions de son fonctionnement. Dans ce dernier cas, il peut sembler indiqué de recourir à la transmission à tension par charge, établie d'après la figure 206, ou de quelque autre manière bien appropriée aux conditions spéciales du problème à résoudre. Si alors on adopte des places convenables pour les poulies de guidage et de tension, il est possible d'agrandir l'angle d'enroulement de la plus petite des poulies et, par suite, de transmettre la force à l'aide d'une tension moindre. D'après ce qui a été dit, p. 277 et 278, la transmission à tension par charge a sur la transmission ordinaire, à tension par allongement, l'avantage général de pouvoir fonctionner de prime abord avec une tension moindre et de ne pas obliger à retendre les courroies, c'est-à-dire à en défaire la jonction pour la refaire à nouveau. La tension par charge a, par contre, l'inconvénient d'être moins simple, d'occasionner de plus grands frais d'établissement et d'être sujette à nuire à la résistance des courroies à cause des flexions en sens contraires que subissent ces courroies à chacune de leurs révolutions. Il y a lieu aussi de tenir compte de la consommation de travail mécanique et de matière lubrifiante à laquelle donne lieu le mouvement des poulies guides et de tension. L'emploi de la transmission à courroie, avec tension par charge, n'est donc rationnel que dans des cas particuliers¹ et les renseignements suivants ne s'appliquent en principe, à moins d'avis contraire, qu'à des transmissions à tension par allongement.

Si l'écartement des poulies, fig. 204, dépasse une certaine mesure dépendant de diverses circonstances, la courroie fatigue et la transmission devient incertaine. L'auteur n'a pas connaissance d'un écartement de plus de 18^m pour un service prolongé. Quand la grandeur de la force à transmettre subit d'importantes variations, le fouettement de la poulie se produit même avec une distance d'axes relativement peu importante.

¹ La forge de Wülfel, près Hanovre, a exécuté un certain nombre de ces transmissions par courroie, avec tension par charge, dont quelques-unes pour des arbres non parallèles.



roies, qu'il est facile de tailler en biseau au moyen d'un rabot à cuir, il faut compter 15 à 25 cmq de surface collée par centimètre carré de section de courroie. Les parties de courroie enduites de colle doivent être serrées l'une contre l'autre au moyen de presses pendant la prise de la colle.

Quand le travail est très bien exécuté, la résistance des points de jonction est de 20 à 30 % inférieure à celle de la courroie intacte, à laquelle on peut attribuer une ténacité variant entre 250 et 450 kg/cmq si le cuir est du noyau de bonne qualité (voir p. 81).

Avant de servir, la courroie doit être soumise pendant 24 heures et mieux encore pendant 2 à 3 jours à un allongement obtenu au moyen de poids suspendus ou par une tension sur la machine à étendre, correspondant à une charge environ double ou triple de celle que l'on suppose devoir exister dans le brin tirant pendant le service de la courroie. S'il s'agit de courroies relativement larges, l'extension de leurs diverses parties doit précéder l'assemblage, de manière à diminuer, autant que possible, les grandes différences d'allongement dont la peau est susceptible (avant d'avoir été étendue). Il se produit alors, ordinairement, un allongement persistant de 4 à 5 %. Ce travail sert en même temps à éprouver l'homogénéité du cuir.

Pour opérer la jonction des courroies terminées on se sert aussi, avec avantage, de lanières; mais on a essayé aussi une quantité d'assemblages dont la valeur pratique est plus ou moins problématique. Ce sont encore les boulons à courroies qui ont été accueillis avec le plus de faveur. La figure 214 (brevet *Motz*, en indique le principe).

Est ce le côté poil ou le côté chair qui doit être en contact avec la surface des poulies, la question est depuis longtemps controversée. Ordinairement c'est le côté chair que l'on applique sur les poulies.

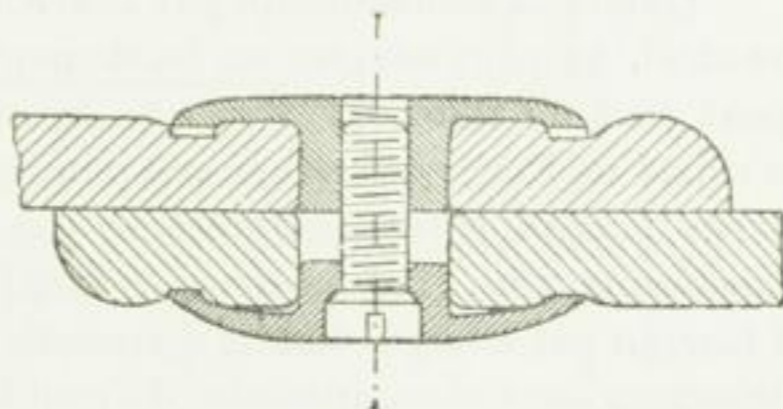


Fig. 214.

Le prix élevé des bonnes courroies de cuir, la tendance du cuir à changer de longueur, sous l'influence du degré d'humidité de l'atmosphère dans laquelle chemine la courroie, et surtout la grande influence de cette humidité sur la sûreté du fonctionnement et la durée des courroies en cuir, ainsi que la nécessité de composer ces courroies en assemblant de nombreuses pièces relativement courtes, ont conduit à remplacer le cuir, pour les courroies, par d'autres matières. C'est ainsi que l'on a mis depuis quelque temps, dans le commerce, des courroies en caoutchouc, en coton, en chanvre, en poils (feutre), en fils de métal, en papier, etc., sans parvenir jusqu'à présent à des résultats assez frappants pour mettre en question l'importance du cuir au point de vue des courroies de transmission¹.

Dans les endroits où les courroies de cuir ne résistent pas, on leur substitue avec succès des courroies en caoutchouc et en coton. Il n'est pas douteux, d'ailleurs, que l'on parvienne à les faire employer aussi en remplacement du cuir, dans des endroits où elles n'ont aucune raison d'être. L'auteur ne possède, au sujet de ces courroies, aucune donnée numérique d'expériences pratiques *digne de confiance*. La ténacité de la matière d'une courroie, sur laquelle on se base souvent, ne permet pas de formuler un jugement décisif, qui doit

¹ C. Otto Gehrckens, à Hambourg, s'est particulièrement efforcé, non sans succès, de perfectionner la fabrication et l'usage des courroies en cuir pour transmissions. Il avait exposé en 1893, à Chicago, une courroie de 2400 mm de largeur, 12 mm d'épaisseur et 52 m de longueur, pesant 1759 kg, et dont l'exécution, d'après ce fabricant, avait exigé 298 peaux de bœufs.

exactement dans la direction de la flèche. Si le sens du mouvement doit être inverse, les plans des deux poulies guides doivent être perpendiculaires à AB et tangents aux poulies de la courroie sur les côtés c_1 et d_2 .

Si, pour deux axes qui se croisent, la position des poulies n'est pas déterminée, on se dispense du système de poulies guides en plaçant les poulies principales de manière que *l'intersection de leurs plans médians rencontre les deux circonférences aux endroits où la courroie sort de chacune des poulies*. La figure 217 montre cette disposition. Si le sens de rotation d'un des arbres, celui du bas, par exemple, doit être inverse, il faut disposer la poulie du haut comme le montre la figure 218. Pour $\alpha = 90^\circ$, fig. 219, la courroie est dite *demi-croisée*. Une transmission par courroie d'après les figures 217, 218 ou 219 ne supporte pas l'inversion du sens de rotation.

Les indications précédentes, au sujet de la position des poulies principales et des poulies guides, pour des arbres qui se croisent, sont basées sur l'hypothèse d'une courroie constituée par un filament flexible dont la section — à la rigueur — serait infiniment petite. Comme tel n'est pas le cas en réalité, puisque l'on a, au contraire, affaire à une bande de section rectangulaire dont une dimension (largeur) est fréquemment de grandeur très notable, ces indications ont encore besoin d'une correction qui va être étudiée ci-après, pour le cas de la courroie demi-croisée.

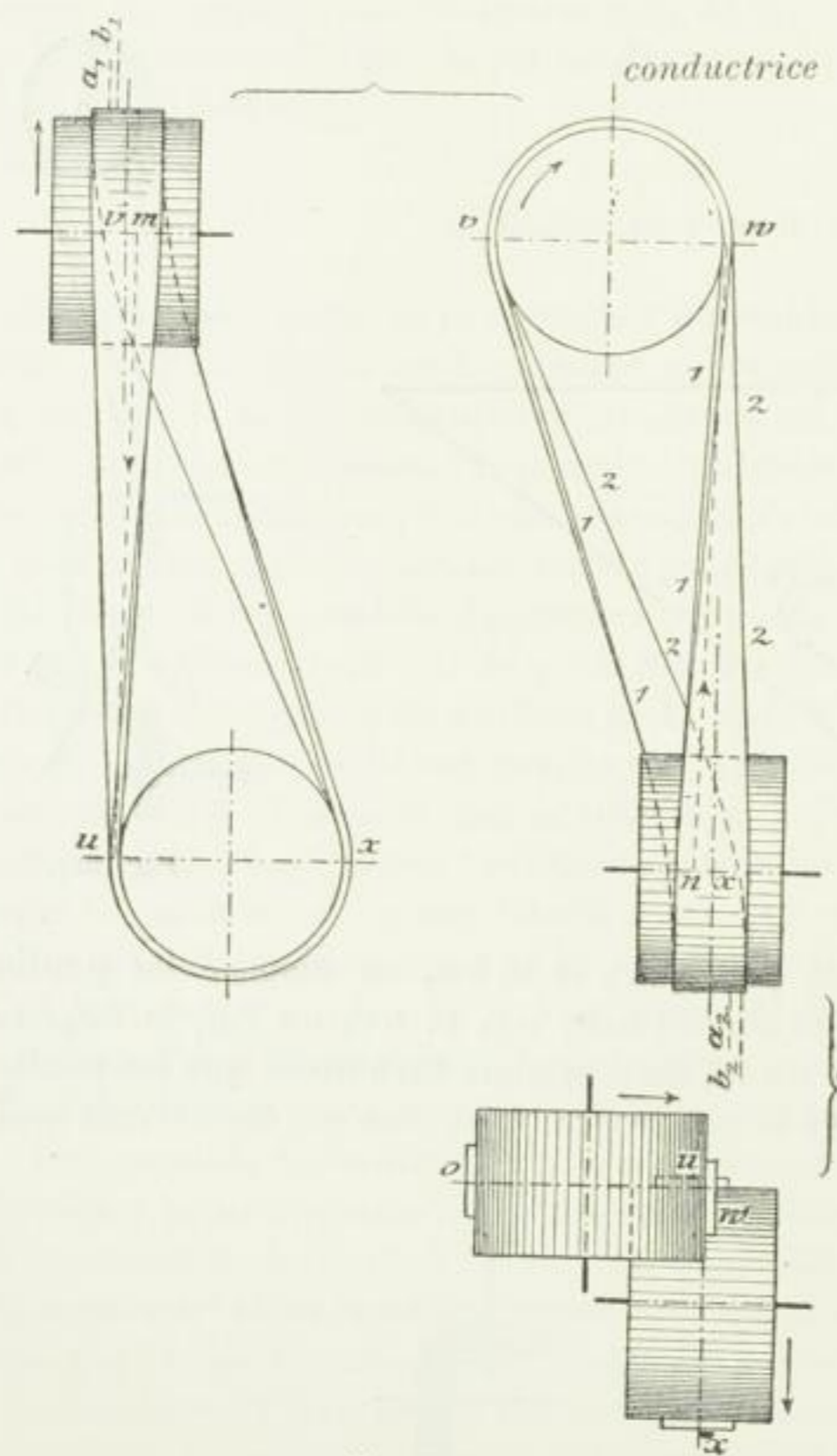


Fig. 220.

roie se tord de façon que la section u se transforme en celle de v et la section w en section x , ce qui a pour résultat de rendre, d'une façon permanente, le bord interne de la courroie $[1,1]$ plus court que le bord externe $[2,2]$ ¹. Il résulte de là que, pendant la marche de la

¹ Il est, pour cette raison, avantageux de tailler les courroies demi-croisées dans le cuir des flancs. Ces courroies prennent alors en s'étendant la courbure d'une faux, c'est-à-dire qu'un de leurs bords devient plus grand que l'autre.

lies guides, pour des arbres qui se croisent, sont basées sur l'hypothèse d'une courroie constituée par un filament flexible dont la section — à la rigueur — serait infiniment petite. Comme tel n'est pas le cas en réalité, puisque l'on a, au contraire, affaire à une bande de section rectangulaire dont une dimension (largeur) est fréquemment de grandeur très notable, ces indications ont encore besoin d'une correction qui va être étudiée ci-après, pour le cas de la courroie demi-croisée.

La figure 220 représente la disposition résultant des règles ordinaires, telles que nous venons de les exposer : l'intersection des plans médians des deux poulies rencontre la circonférence de ces dernières aux endroits où la courroie s'en échappe. Si nous désignons comme internes les moitiés des poulies qui se trouvent à l'intérieur des plans médians c'est-à-dire vers le point de croisement des arbres, et si nous appelons externes les moitiés de poulies situées en dehors des deux plans, la règle indiquée conduit, comme on peut le voir, d'abord à obliger la ligne médiane de la courroie qui quitte la poulie à se déplacer, vers l'intérieur, de la moitié de l'épaisseur de cette courroie ; mais en outre la cour-

Pour que la courroie reste sur les poulies, il faut toujours faire en sorte qu'elle y arrive tout droit, c'est-à-dire que la partie de courroie qui se dirige vers la poulie suive une direction qui coïncide avec le plan médian de la poulie considérée.

a. Les deux arbres [1,1] et [2,2] se croisent, fig. 216. Nous faisons passer par les points I et II, qui déterminent les endroits où les poulies doivent se trouver, des plans perpendiculaires à [1,1] et [2,2] et qui se coupent suivant la droite AB. Des points quelconques a et b de cette ligne, on mène des tangentes ac_1 , ac_2 et bd_1 , bd_2 aux circonférences

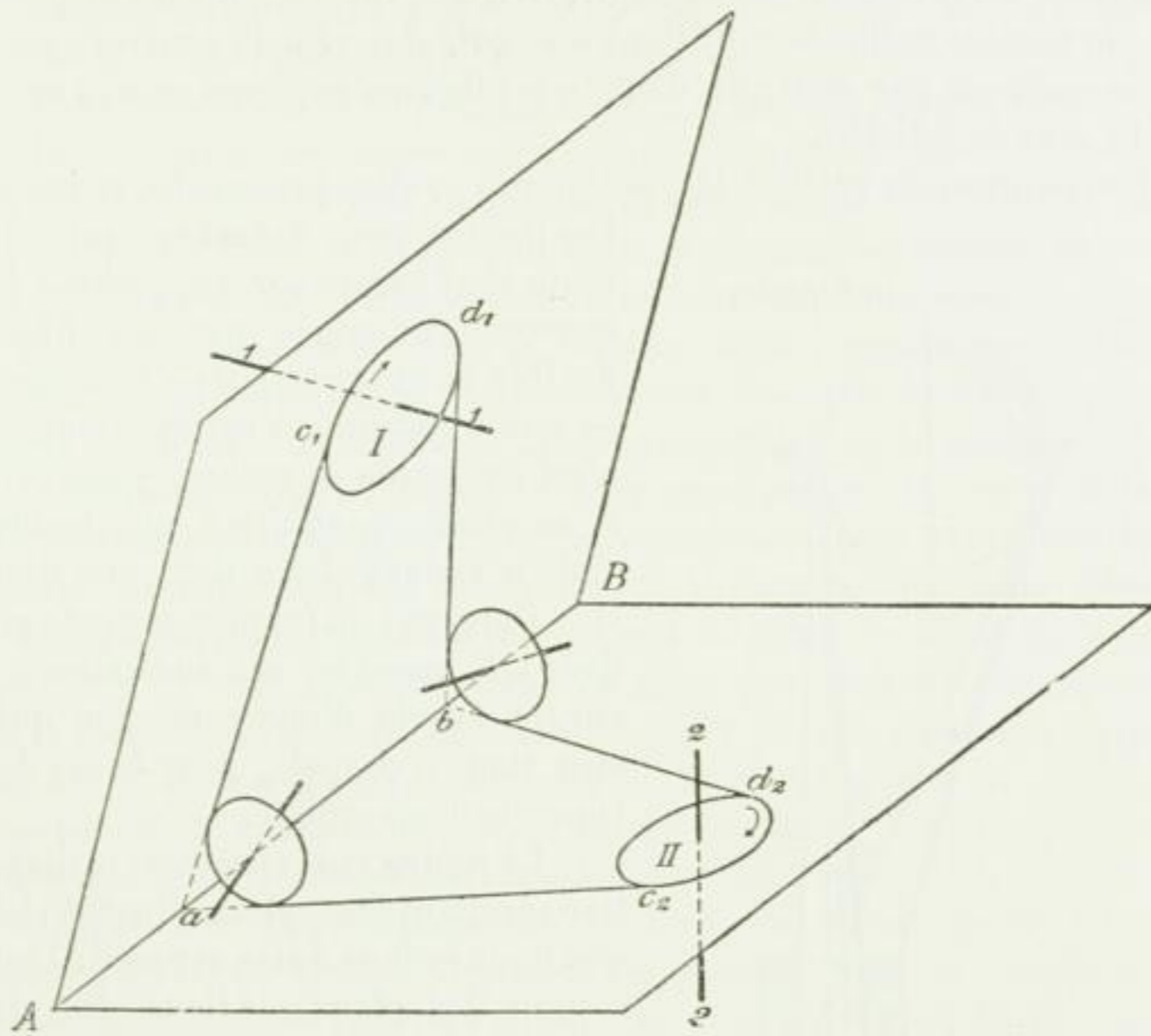


Fig. 216.

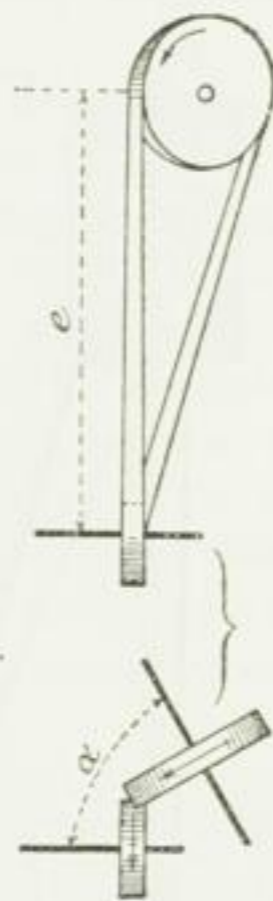


Fig. 217.

des deux poulies. Dans les plans déterminés par c_1ac_2 et d_1bd_2 on dispose des poulies guides de façon que leur circonférence soit en contact avec ac_1 et ac_2 ou bd_1 et bd_2 . La courroie, que nous supposons composée d'un fil, marche alors bien droit, que les poulies tournent dans un sens ou dans l'autre. Dans ce cas les deux poulies guides doivent avoir chacune un axe particulier.

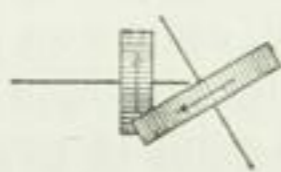


Fig. 218.

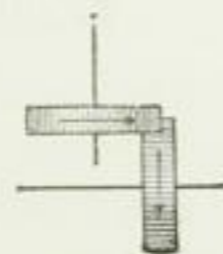


Fig. 219.

Si le mouvement n'est imposé que dans un seul sens, on peut donner aux poulies guides un axe commun, conformément aux indications ci-après. Nous prenons les deux poulies guides de même grandeur et les plaçons dans deux plans perpendiculaires à AB et tangents à la poulie I sur le côté d_1 et à la poulie II sur le côté c_2 . La courroie monte alors

aux courroies cheminant en ligne droite (formule 303, p. 301). Il n'est pas possible de donner une règle exacte, parce que la position de la courroie sur les poulies dépend des conditions, ordinairement variables, de la tension, ainsi que de la nature de la courroie¹.

De ce qui précède résulte aussi, pour les cas où les machines opératrices pourvues de poulies folles ou fixes doivent être commandées par des courroies demi-croisées, l'indication du côté de la poulie conduite où l'on doit établir la poulie folle.

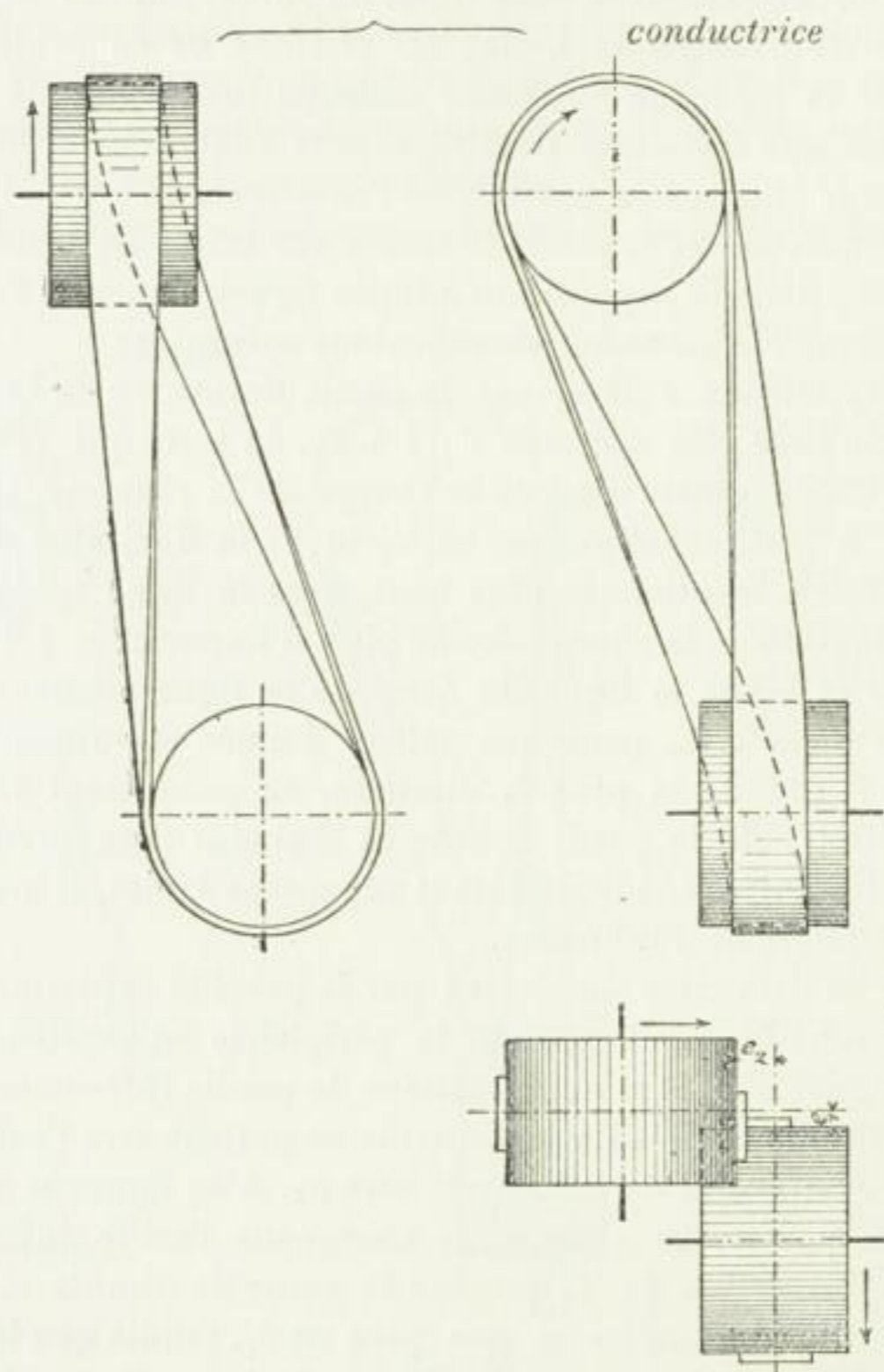


Fig. 221.

Fig. 222.

Gehrckens fournit des courroies demi-croisées assemblées en forme de marches d'escalier et présentant, quand elles sont déroulées, la forme d'une faux, fig. 222, brevets allemands nos 24382 et 32314, de manière à reporter le maximum de tension du bord vers le point *a*.

b. Les deux arbres se meuvent parallèlement. Ce cas peut se déduire de la figure 217 pour $\alpha = 0$ et $\alpha = 180^\circ$. Si $\alpha = 0^\circ$, on a la courroie droite, fig. 202, p. 275; si α atteint 180° , on a la courroie complètement croisée, fig. 223.



Fig. 223.

c. Les deux arbres se coupent. Dans ce cas il y a lieu de disposer des poulies guides comme celles mentionnées à l'art. *a*.

Une circonstance importante dans l'établissement d'une

¹ On a dit que la courroie se tord autour de son bord interne et qu'il faut, à cause de cela, reporter

transmission par courroie est l'inconstance ou la variabilité habituelle de la force P à transmettre. Chaque variation de P qui se produit entraîne une variation semblable de T_1 et de T_2 . Plus la distance des deux poulies est grande, plus le changement des tensions T_1 et T_2 s'accomplit lentement et moins il produit de glissement de la courroie sur les poulies. Plus la distance des deux axes de poulies est petite, plus le glissement acquiert d'importance ; il peut même aller parfois jusqu'à faire tomber la courroie. Une tension plus forte de cette dernière permet d'obvier, au moins en partie, aux inconvénients résultant des changements de P . Il faut, en conséquence, tendre plus fortement les courroies courtes que les longues, ce qui implique une réduction de l'élasticité (voir p. 80) et de là suit, en outre, qu'en pareils cas il ne faut pas donner aux axes des poulies un écartement inférieur à celui qu'exigent les conditions de la transmission. La hauteur de flèche de l'arc décrit par une courroie, suspendue entre ses poulies, agit dans le même sens que l'élasticité d'une longue courroie, en amenant plus lentement les tensions à leur nouvelle valeur. C'est pour cela que, toutes les autres conditions étant égales, une courroie horizontale marche mieux qu'une courroie verticale. Si, d'autre part, l'écartement des axes devient très grand, les changements de hauteur de la flèche, occasionnés par les variations de la tension, donnent facilement lieu à des fouettements de la courroie nuisibles à la durée de cette dernière.

Il convient d'observer, en outre, l'influence de la force d'inertie des masses auxquelles la courroie est accouplée. La transmission par courroie forme, en réalité, un accouplement à friction qui, au moment du démarrage ou de la mise en train, doit produire l'accélération de certaines masses (voir, à ce sujet, les accouplements à friction proprement dits). Il y a toutefois cette différence que le frottement opère ici la transmission au moyen d'un corps élastique n'ayant à résister qu'à des efforts de traction.

Comme l'auteur l'a déjà indiqué, la courroie perd, en glissant, sa stabilité sur les poulies. S'il n'existait pas d'efforts de nature à la faire tomber de ces dernières, il y aurait peu de choses à dire à ce sujet. En réalité on ne peut éviter complètement de petits défauts dans la disposition de la transmission (imperfections de montage, conséquence d'usure unilatérale, flexion des arbres, etc.), de sorte que l'on serait toujours exposé au danger des chutes de courroies, si l'on ne pouvait obvier à ces défauts. L'expérience a montré que l'on peut arriver à ce résultat en *bombant* la surface des poulies. La courroie, fig. 224, pendant son mouvement avec la poulie, montrera, par suite de la tension plus grande de son côté le plus rapproché de a , et de la forme de faux que cette tension lui donne, une tendance à monter vers le point a , c'est-à-dire à se rapprocher du plan médian de la poulie à double cône, de quelque côté que la courroie soit écartée de ce plan. C'est d'après ce principe que l'on donne le plus souvent, à la surface des poulies, une forme bombée ou doublement conique. Toutefois, les défauts qu'il s'agit de corriger ainsi ne doivent pas être très importants, sans quoi le moyen perdrait son efficacité.

D'autre part, il ne faut pas perdre de vue que la courbure des poulies oblige la courroie à se tendre plus fortement au milieu et à parcourir plus de chemin ; l'élasticité est ainsi diminuée et la courroie fatigue davantage. Ce surcroît de fatigue est très notable sur les petites poulies et mérite une attention toute spéciale au point de vue de la durabilité de la courroie ; il est plus petit pour la partie de courroie montante, soumise seulement à la tension

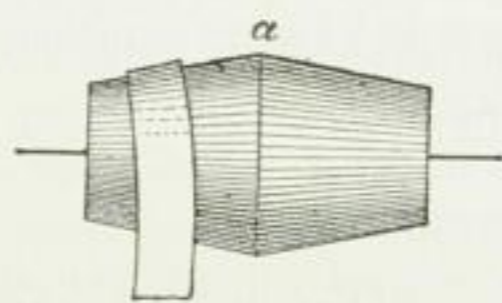


Fig. 224.

les deux poulies en dehors, d'à peu près une demi-largeur de courroie ; mais d'après ce que nous venons d'expliquer, cette assertion n'est pas justifiée.

T_2 et tirée, que pour le brin montant, soumis à la tension T_1 et tirant ; aussi *Gehrckens* recommande-t-il avec raison de bomber seulement, en la tournant, la poulie conduite à l'exclusion de la poulie conductrice. Il est évident que le bombage doit être aussi faible que l'obtention du résultat cherché le permet. Les courroies demi-croisées n'ont aucunement besoin d'être bombées.

Toutes les dispositions, à l'exception de celle où la courroie est droite (les poulies sont situées dans le même plan et tournent dans le même sens), tordent plus ou moins la courroie et donnent lieu à un allongement et une fatigue inégales de ses fibres. La réflexion suffit à indiquer pourquoi, toutes les autres conditions étant égales, l'irrégularité de l'effort subi par la courroie augmente avec la largeur l de la courroie et le diamètre d des poulies, mais diminue quand l'écartement e des axes de poulies augmente ; il suit de là que si l'on veut obtenir un bon travail et une durée normale de la courroie, e ne doit pas descendre au-dessous d'une certaine valeur dépendant de l et de d . L'auteur pense que cette valeur ne peut se trouver d'une manière satisfaisante qu'au moyen de l'expérience. En attendant, on posera, en suivant l'exemple de *Volckers*, pour les courroies demi-croisées, avec d comme diamètre de la poulie commandée :

conductrice
motrice

$$e \geq \varphi \sqrt{ld} \quad (291)$$

en adoptant pour ordinaire $\varphi = 10$.

Pour limiter la tendance de la courroie à tomber d'elle-même, il faut en outre que e atteigne au moins le double environ du diamètre de la plus grande des poulies. Si la formule 291 fournit une valeur moindre, la distance des axes doit être déterminée d'après la dernière règle donnée ci-dessus.

Les inconvénients plus ou moins sensibles qui peuvent résulter de la *pression produite sur les tourillons* par la tension de la courroie, s'évitent dans nombre de cas grâce à une disposition bien entendue de la transmission. Si, par exemple, deux courroies égales partent de la poulie motrice dans des directions opposées, la pression sur les tourillons se réduit presque à zéro. On trouve des dispositions analogues dans les filatures, etc. *Gwynne* s'est efforcé d'atteindre le même but, avec une petite distance d'axes, en intercalant une poulie intermédiaire a , fig. 225, dont la présence transmet directement les tensions de la courroie d'une poulie à l'autre et ménage les coussinets.

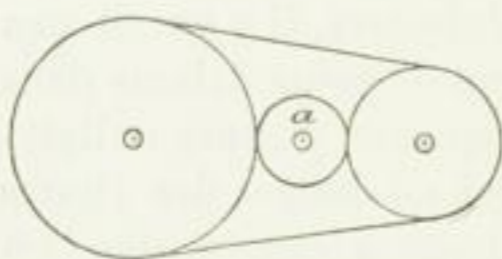


Fig. 225.

3. Calcul des courroies.

Si l'on désigne par :

l la largeur de la courroie en cm,

et par :

s l'épaisseur » » ,

on obtient, d'après la formule 270, p. 276 :

$$P = k l s \quad (292)$$

dans laquelle k est déterminé par l'égalité 269.

Il convient d'observer ici que τ_t donne exclusivement l'effort résultant de T_1 et trouvé dans l'hypothèse d'une répartition uniforme de cette force sur la section $l s$ de la courroie.

Mais, comme nous l'avons dit p. 283 et 284, cette hypothèse n'est pas réalisée (du moins au voisinage des sections a et b , fig. 202 et 203, p. 275); les fibres de la partie tirante de la courroie, les plus voisins de l'intérieur, subissant une tension plus grande. La flexion de la courroie, résultant de l'enroulement de cette dernière sur les poulies, agit aussi sur la répartition de la tension en diminuant l'effort subi par les fibres internes tout en augmentant celui que subissent les fibres externes. Plus le diamètre de la poulie est petit, comparativement à l'épaisseur de la courroie, plus cet accroissement d'effort se montre considérable (voir chap. 3^e. IV. 3 a). Il semble, actuellement du moins, impossible de déterminer mathématiquement le maximum de la tension résultante, même si l'on fait abstraction du défaut d'homogénéité de la matière des courroies, défaut dont l'influence est très considérable surtout quand les courroies sont larges (p. 285 et suivantes) ainsi que de l'action du bombage qui existe le plus souvent sur les poulies (p. 293 et 294).

En choisissant la valeur admissible de τ_t , il convient en outre de ne pas perdre de vue que de cette valeur dépend l'allongement persistant dont les courroies sont affectées avec le temps. Plus τ_t est grand, plus tôt et plus fréquemment s'impose, toutes les autres conditions étant égales, la nécessité de retendre la courroie; plus la durée de cette dernière est courte et plus il faut s'attendre à des interruptions de travail, si courtes que soient ces interruptions. Plus τ_t est grand, moins la courroie montre d'élasticité, c'est-à-dire plus elle perd la qualité fondamentale exigible d'une courroie de transmission.

Plus la tension d'une courroie est grande, plus la pression avec laquelle le cuir s'applique sur la surface des poulies devient importante, plus la perte de travail inhérente au glissement doit augmenter (le glissement déterminé par la figure 287 est une conséquence de l'élasticité naturelle de la matière); en tant qu'il ne se produise pas de compensation due à ce que l'arc enveloppé sur lequel se produit ce glissement — \widehat{be} et \widehat{df} sur la figure 202 — diminue quand la tension de la courroie augmente. Ce travail mécanique est employé en partie à polir la surface des poulies et à user la courroie. De là résulte pour cette dernière une nouvelle cause de fatigue d'autant plus grande que cette courroie est appliquée par une tension plus forte.

Il est intéressant d'observer en outre que s'il y a un accroissement, non seulement de la tension de la courroie, mais aussi de k , ce frottement, qui contribue à user la courroie, grandit pour deux raisons et, par conséquent, dans une proportion supérieure à la première puissance de k . Le fait que le coefficient d'allongement α diminue, quand la tension augmente, atténue l'influence nuisible de l'accroissement de cette dernière.

D'après ce qui précède, il est évident qu'il ne faut pas prendre par simple estimation, pour τ_t , une partie de la résistance à la traction de la matière qui constitue la courroie; mais que cette valeur doit être déduite de courroies qui se comportent bien en service. Il en est aussi de même, par exemple, pour la valeur μ ¹. Il faut exclusivement s'appuyer, dans ce cas, sur des résultats pratiques et non sur des expériences usuelles sur les frottements, ainsi qu'on le fait à l'ordinaire.

Dans des conditions normales et prolongées, des courroies en bon cuir noyau travaillant sur des poulies en fonte de diamètres convenables font un bon service avec les valeurs moyennes :

$$\tau_t = 22,5 \text{ kg} \quad \mu = 0,25 \quad v \leq 15 \text{ m} \quad (293)$$

¹ Il ne faudrait pas dire pour cela qu'il est inutile de déterminer la valeur du coefficient μ au moyen d'expériences sur le glissement. Nous ne pouvons utilement compléter nos connaissances, bien imparfaites à cet égard, que dans le but de montrer les conditions réelles du problème. Si nous le faisons dans une mesure suffisante, nous nous trouverons autorisés à introduire, avec une certitude satisfaisante, dans les formules que nous établirons, les valeurs de μ déduites d'expériences sur le frottement.

formule

A la vitesse $v = 15^m$ correspond, avec $p_1 = 0,11$, une tension de la courroie :

TQ

$$p_1 \frac{v^2}{g} = 0,11 \frac{15^2}{9,81} = 2,5 \text{ kg}$$

due à la force centrifuge, de façon qu'en négligeant cette dernière on doit introduire τ_t dans le calcul en le réduisant à environ 20 kg.

A la rigueur, on peut se servir, pour le calcul des courroies, de la formule 268. Cependant il est commode, dans certains cas, de déterminer la valeur de k d'après la formule 269 qui, si on la garde en mémoire, permet d'effectuer de tête les calculs auxquels elle se rapporte.

La valeur de k déterminée au moyen de la formule 269, atteint, si l'on tient compte des égalités 293 :

$$\left. \begin{array}{l} k = 10 \text{ pour } \omega = 2,8 \text{ en nombre rond} \\ k = 6,5 \text{ » } \omega = 1,6 \text{ »} \end{array} \right\} v \leq 15^m \quad (294)$$

Les courroies épaisses, faites avec des cuirs de choix, sont chargées, en raison de leur prix de revient plus élevé et des soins avec lesquels on les entretient, en partie pour le même motif, et aussi en considération du diamètre ordinairement considérable de leurs poulies, un peu plus fortement ; on prend pour elles :

$$\tau_t = 27,5 \text{ kg}, \quad \mu = 0,25, \quad v \leq 15^m \quad (295)$$

d'où l'on tire :

$$k = 12,5 \text{ pour } \omega = 2,8 \text{ en nombre rond} \quad (296)$$

Ordinairement, pour une transmission, ω ne s'écarte pas beaucoup de 2,8, de sorte que l'on doit se baser, en ce cas, sur une valeur de $k = 10$ à 12,5. Les mouvements des courroies, perpendiculairement à leur axe, ne permettent pas de compter réellement plus de 2,8 en nombre rond. Les courroies croisées, pour lesquelles ω est certainement plus grand, mais que la tension fatigue, ne doivent pas transmettre plus de force que les courroies normales droites et doivent même transmettre 10 à 30 % de moins, suivant l'écartement des axes¹.

D'après ce qui précède, la courroie droite doit se calculer d'après la formule :

$$P = 10 \text{ l/s à } 12,5 \text{ l/s} \quad (297)$$

Dans ce cas $\omega = 2,8$ en nombre rond, v est supposé $\leq 15^m$.

On ne doit dépasser $P = 10 \text{ l/s}$ que si des raisons particulières obligent à soumettre les courroies à de plus grands efforts et il faut alors ne pas perdre de vue les inconvénients résultant, d'après ce qui a été dit plus haut, d'une augmentation de la valeur de k dans la formule 292.

On doit calculer, comme nous en avons déjà fait la remarque, les courroies demi-croisées avec un coefficient un peu moindre, dans le cas où la distance des axes de poulies

¹ L'auteur doit à une obligeante communication les nombres suivants qui sont très instructifs.

Trois courroies, commandant des machines opératrices identiques, avaient environ 6^m de longueur 40^{mm} de largeur et 4,5 à 5^{mm} d'épaisseur. Les poulies motrices avaient 400^{mm} de diamètre et faisaient 85 tours à la minute, les poulies conduites avaient 205^{mm} de diamètre.

1^o Courroie droite, la première réparation a eu lieu après 380 journées de travail de 12 heures, aptitude au service $3 \frac{1}{2}$ à 4 ans.

2^o Courroie demi-croisée ($\omega = 90^\circ$), la première réparation a eu lieu au bout de 320 journées de travail.

3^o Courroie croisée. Première réparation au bout de 230 journées de travail. Aptitude au service environ 15 mois.

n'est pas très grande ¹. Il en est de même pour les transmissions verticales ou fortement inclinées.

Il faut aussi, tout d'abord, tenir compte des influences nuisibles de l'atmosphère qui environne les courroies. en réduisant k convenablement.

Si la force à transmettre est très irrégulière on doit, à la rigueur, baser les calculs sur son maximum. Il en est de même pour les cas où il faut prévoir de fréquentes périodes d'accélération du mouvement de masses importantes. Toutefois, la détermination de ce maximum de force présente fréquemment de grandes difficultés. En pareils cas il est plus commode de se baser sur la valeur moyenne de P et d'abaisser convenablement k pour tenir compte des irrégularités. On fixe avec avantage cette réduction d'après des courroies ayant donné de bons résultats dans des conditions analogues. A cet effet, on peut prendre comme exemples des courroies servant à commander des marteaux-pilons, des scies alternatives, etc., dans ces cas l'expérience semble autoriser à réduire k d'environ 30 %.

La plus petite valeur de k dans la formule 294, valeur déterminée d'après $\omega = 1,6$ peut être admise pour la commande de scies circulaires, de ventilateurs, etc. Pour $2,8 > \omega > 1,6$ il y a lieu de prendre des valeurs intermédiaires de k .

Comme l'expérience démontre que la courroie fatigue plus sur les petites poulies que sur celles de grand diamètre, et cela d'autant plus que cette courroie est plus épaisse, il semble indiqué, lorsque l'on établit des courroies sur de petites poulies, d'abaisser autant que possible k au-dessous des valeurs données pour des conditions moyennes de travail. La petitesse relative du diamètre d'une poulie présente encore plus d'inconvénients lorsque cette petite poulie est bombée.

Plus la vitesse d'une courroie est grande, plus chacune de ses parties est obligée de se courber et de se redresser fréquemment. Moins l'écartement des axes est grand, plus la flexion et le redressement doivent s'opérer rapidement pour une vitesse déterminée. Sur les grandes poulies, ces déformations alternatives nuisent peu à la durée de la courroie ; elles peuvent, par contre, acquérir une influence très notable si les poulies ont un petit diamètre. Il suit de là qu'il faut, en général, abaisser k pour les grandes vitesses, surtout quand les poulies sont petites et peu éloignées l'une de l'autre.

Les poulies conduites par des fourchettes qui les déplacent fréquemment, deviennent d'autant plus promptement impropres à l'usage que leurs déplacements s'opèrent plus souvent dans un certain temps. Il faut, naturellement, abaisser convenablement k pour ces courroies.

Pour les courroies en caoutchouc et en coton, il convient de substituer à la formule 297 :

$$P = 8 \text{ l s à } 10 \text{ l s} \quad (298)$$

en attendant que des expériences dignes de confiance et fournies par la pratique aient fixé un maximum de charge.

Le travail que la courroie peut transmettre, et dont la valeur est généralement :

$$Pv = kfv$$

où, d'après la formule 269 :

$$k = \left(\tau_t - p_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{2\omega} - 1}{e^{2\omega}}$$

atteint pour l'unité de vitesse (1 m) et de section de courroie (1 cmq), avec $k = 10$ à 12,5 kg,

¹ Voir la note au bas de la page 296.

$$A_1 = \frac{10 \cdot 1}{75} = \frac{1}{7,5} \text{ à } \frac{12,5 \cdot 1}{75} = \frac{1}{6} \text{ de cheval,}$$

ou :

$$f = l s = \left\{ \frac{N}{v} \text{ à } 7,5 \frac{N}{v} \right.,$$

pour des vitesses allant jusqu'à 15 m. Pour des vitesses plus grandes, on obtient des valeurs moindres de A_1 puisque k diminue quand v augmente. A_1 est donc — à la rigueur tout à fait en général ; mais, en pratique, seulement pour les grandes vitesses — un nombre qui diminue avec v .

D'après la formule 284, Pv atteint un maximum de valeur pour la vitesse :

$$v' = \sqrt{\frac{\tau_1 g}{3 p_1}} = \sqrt{\frac{27,5 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,11}} = 28,6 \text{ m,}$$

si l'on pose pour de larges courroies en cuir, à jonction faite au moyen de lanières en cuir, $p_1 = 0,11$ et $\tau_1 = 27,5$ kg.

Ce maximum de valeur atteint, pour $f = 1$ cmq avec $(e^{\mu\omega} - 1) : e^{\mu\omega} = 0,5$:

$$\left(27,5 - 0,11 \frac{27,5 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,11 \cdot 9,81} \right) 0,5 \frac{28,6}{75} = 3,5 \text{ chevaux,}$$

c'est-à-dire qu'avec une courroie en cuir on peut transmettre, au plus, 3,5 chevaux par centimètre carré de section.

S'il s'agit de transmettre avec une poulie de D mètre de diamètre N chevaux à raison de n tours par minute, on a :

$$75 N = P \pi D \frac{n}{60} = k l s \pi D \frac{n}{60}$$

$$l D = \frac{4500}{k \pi s} \frac{N}{n} \quad (299)$$

Il est évident, d'après cela, que pour une épaisseur donnée de courroie, le produit lD est seul déterminé. Pour connaître l'un des facteurs, il faut avoir l'autre. Il faut en outre noter que plus on donne de valeur à D , plus l diminue, ainsi que le prix de la courroie, tant que le terme qui mesure la force centrifuge, croissant proportionnellement au carré de D , c'est-à-dire :

$$p_1 \frac{v^2}{g} \leq \frac{\tau_1}{3},$$

ou tant que la vitesse reste dans les limites déterminées par la formule 284. En outre, plus D est grand, plus la tension qui agit sur les axes diminue, plus la courroie est ménagée, mieux on réalise l'hypothèse de la courroie s'appliquant sur ses poulies avec une flexibilité parfaite. D'autre part, le prix des poulies augmente plus vite avec le diamètre qu'avec la largeur.

Quand cela est possible on adopte pour des conditions moyennes, en vue de ménager la courroie.

$$D \geq 100 s \quad (300)$$

Ordinairement le rapport de transmission et les circonstances locales exercent aussi une influence sur la détermination des valeurs admises pour l et D ; aussi, en réalité, l'incertitude que l'on peut trouver à établir par le calcul le produit lD et non chacun des deux facteurs, en général, n'est-elle en grande partie qu'apparente.

T 6

T 3,5

Si l'on veut avoir un aperçu des limites que l'on peut assigner à la valeur pratique du diamètre et de la largeur, on peut tracer l'hyperbole équilatère déterminée, pour une certaine épaisseur de courroie s , par la formule 299.

Avec $l s = 1 \text{ cmq}$, $k = 10$, $D = 1 \text{ m}$, $n = 100$, le travail en chevaux transmis sera d'après la formule 299 :

$$N_0 = \frac{10 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 100}{4500} = \approx \frac{3}{4},$$

c'est-à-dire qu'une courroie de 1 cmq de section transmet, au moyen d'une poulie de 1 m de diamètre, faisant 100 tours par minute, $\frac{3}{4}$ de cheval en supposant les conditions normales de ($k = 10$) et $v \leq 15 \text{ m}$.

Ce résultat est facile à garder en mémoire et permet de calculer de tête la courroie ou les poulies, car on a toujours à sa disposition la proportionnalité résultant des équations :

$$N = \frac{3}{4} l s D \frac{n}{100} \text{ ou } D l s = \frac{4}{3} N \frac{100}{n} \quad (301)$$

comme une sorte d'axiome. S'il faut admettre k différent de 10, N change dans la même mesure que le coefficient k à introduire, par rapport à 10. Dans la formule 301, D doit être (par exception) donné en mètres.

La *perte de vitesse* provenant du glissement de la courroie sur les poulies atteint, d'après l'égalité 287, en admettant que l'on attribue à φ la valeur de 2 et que l'on pose $k = 10$:

1° pour des courroies *neuves*, mais préalablement tendues convenablement,

$$\text{avec } \alpha = \frac{1}{1250}$$

$$\psi = 2 \cdot 10 \frac{1}{1250} = 0,016 = 1,6 \text{ ‰};$$

2° pour des courroies *ayant déjà servi*, avec $\alpha = \frac{1}{2250}$

$$\psi = 2 \cdot 10 \frac{1}{2250} = 0,009 = 0,9 \text{ ‰}.$$

D'après la formule 287 il semble impossible, k étant donné, de diminuer ψ en augmentant la tension de la courroie. En réalité, l'expérience de chaque jour enseigne qu'en retendant la courroie on diminue la perte résultant du glissement. Ce paradoxe apparent s'explique par la diminution du coefficient d'extension α , à mesure que la tension augmente (voir p. 78 et suivantes).

Le travail mécanique perdu de cette manière est employé en partie, comme nous l'avons déjà remarqué, à polir la surface des poulies et à user la courroie.

Comme le glissement provenant de l'élasticité naturelle de la matière est inévitable, les procédés consistant à faire tirer la courroie en rendant la poulie rugueuse au moyen de matières telles que la colophane dont on la saupoudre, doivent aboutir à abrégier la durée de la courroie. Ces moyens ne doivent donc être employés que par exception et en cas de nécessité (comme pour éviter un arrêt intempestif).

Ce n'est donc pas seulement d'après α que l'on doit apprécier, comme on le fait quelquefois, la valeur des poulies auxquelles on a donné, en les fabriquant, une rugosité spéciale.

Si la courroie que l'on vient de monter s'est allongée au-delà de la mesure admissible,

il convient de ne pas la raccourcir immédiatement ; il vaut mieux l'enduire de graisse à courroies que l'on jette par petits morceaux entre la courroie et les poulies, aux endroits où la première arrive sur les secondes, ou que l'on étale au moyen d'un pinceau (du côté chair). La courroie commence d'abord par glisser, il en résulte un échauffement et la courroie, s'imbibant de graisse, se raccourcit et recommence à tirer.

Au sujet du *rapport de transmission* il y a lieu de se reporter à la formule 288.

Par exemple, avec :

$$r_1 = 600 \text{ mm}, r_2 = 150 \text{ mm}, s = 6 \text{ mm}, n_1 = 200 \text{ mm}, k = 7,5, \alpha = \frac{1}{1250}, \varphi = 2$$

on obtient d'après les égalités 288 et 287 :

$$\frac{600 + \frac{1}{3} 6}{150 + \frac{2}{3} 6} \left(1 - 2 \cdot 7,5 \frac{1}{1250} \right) = 3,86$$

et conséquemment :

$$n_2 = 3,86 \cdot 200 = 772.$$

Si l'on ne tient pas compte de l'épaisseur de la courroie, on aura :

$$n_2 = 200 \frac{600}{150} \left(1 - 2 \cdot 7,5 \frac{1}{1250} \right) = 790,$$

et si l'on néglige aussi le glissement, on obtiendra :

$$n_2 = 200 \frac{600}{150} = 800,$$

soit, par conséquent, environ 28 tours de trop.

Pour la force que la courroie tendue exerce, pendant son fonctionnement sur les arbres, dans la direction de la ligne des centres, on peut admettre, d'après la formule 283, en posant $\mu = 0,25$ et $\omega = 2,8$:

$$2 S_0' = 3 P \quad (302)$$

Cette force $3P$ fait travailler les arbres à la flexion et produit un frottement des tourillons. Pour procéder avec certitude, il convient d'augmenter encore cette valeur dans les calculs de résistance ou quand il s'agit de déterminer la flexion à prévoir pour les arbres, surtout si l'on tient compte de ce qu'une courroie nouvellement montée est, d'ordinaire, beaucoup plus tendue que l'exige la transmission de la force P .

4. Construction des poulies.

La matière des poulies est ordinairement la fonte. On trouve aussi des poulies en bois, appliquées à des usages secondaires ou provisoires. Depuis environ vingt ans des poulies en fer forgé ont été mises dans le commerce, mais leur emploi n'est pas devenu, depuis lors, aussi général qu'on pouvait l'espérer.

Ce qui suit s'applique, à moins de désignation d'une autre matière, à des poulies en fonte.

Au point de vue de la *loi de garantie contre les accidents*, on doit tenir compte des prescriptions mentionnées p. 240 pour les roues d'engrenage.

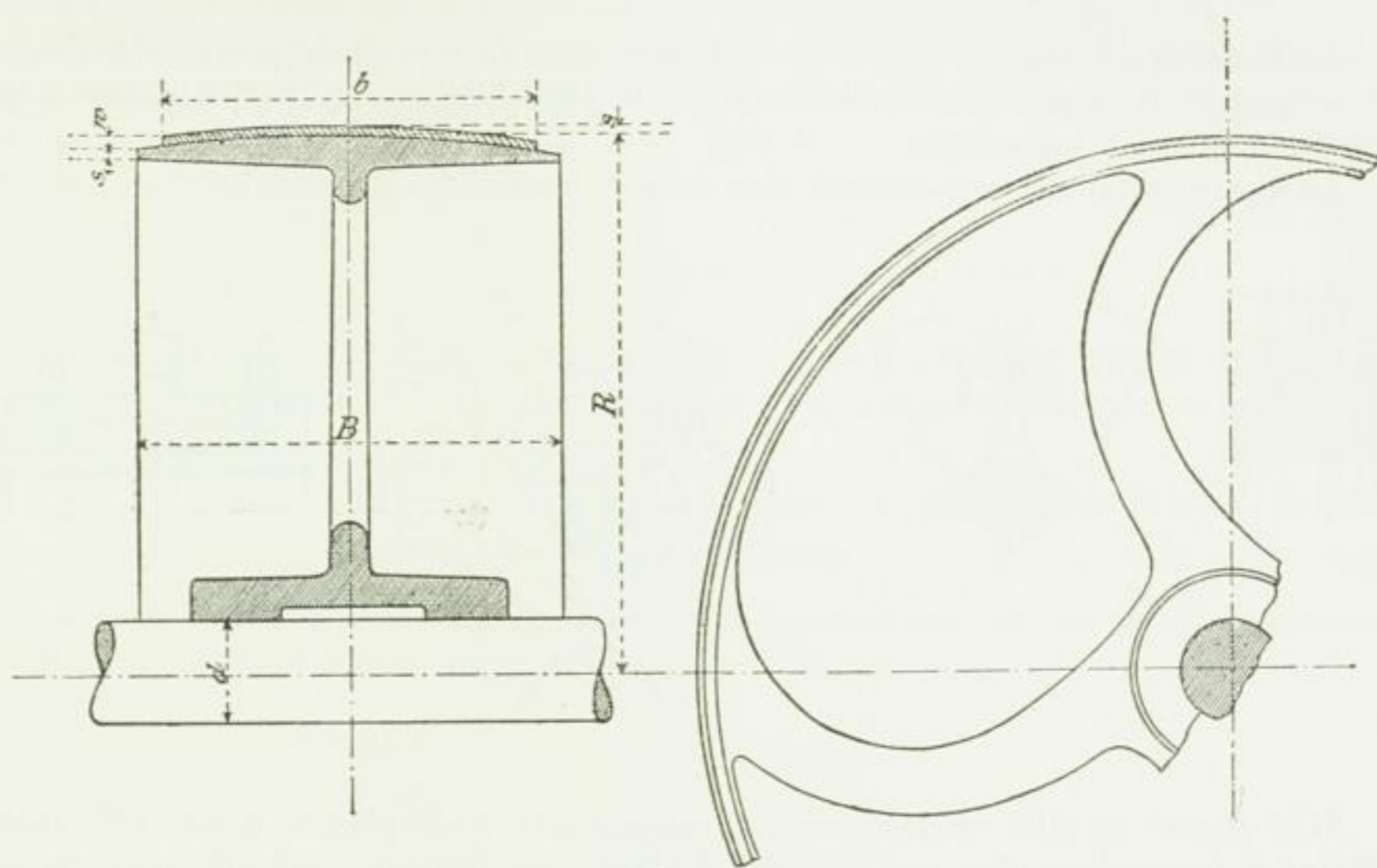


Fig. 226.

La largeur B du limbe de la poulie, fig. 226, peut être fixée, pour les courroies droites et marchant sans secousses, à :

$$B = 1,1 b + 1 \text{ cm.} \quad (303)$$

Les courroies demi-croisées et celles dont la marche est sujette à des secousses doivent avoir des poulies un peu plus larges. Pour les premières, il convient de se reporter aux pages 290 et suivantes.

Il suffit, pour l'épaisseur des bords, d'avoir :

$$s_1 = \frac{R}{100} + 0,3 \text{ cm} \quad (304)$$

On obtient un bombage w suffisant au moyen de la formule :

$$w = \frac{1}{4} \sqrt{B} \text{ à } \frac{1}{3} \sqrt{B} \quad (305)$$

dans laquelle w et B sont donnés en millimètres.

Il convient de ne pas donner de bombage : aux poulies motrices, en général (voir p. 294) et en particulier aux poulies destinées à des courroies demi-croisées (fig. 220 et 221, p. 290 et 292) ainsi qu'aux poulies sur lesquelles la courroie doit se déplacer ou qui reçoivent plusieurs courroies (poulies multiples).

Les moyeux, qui doivent être fixés au moyen de clavettes (p. 241 à 242), peuvent avoir les épaisseurs indiquées pour les roues dentées (p. 240) et une longueur égale à B , pourvu que cette longueur ne soit pas inférieure à $1,2 d$ ou $1,5 d$. Les poulies larges ont, le plus souvent, des longueurs de moyeux moindres que B . Pour les poulies doubles il suffit natu-

rellement de la moitié de la largeur, si toutefois la valeur ainsi obtenue ne descend pas au-dessous de $\frac{5}{4} d$ à $\frac{7}{4} d$.

La fixation du moyeu s'opère aussi, quelquefois, au moyen de *prismes à friction* pressés par des vis, fig. 227, contre les arbres. Cet assemblage permet de déplacer facilement les poulies sur les arbres.

La figure 228 montre une construction destinée à atteindre le même but ¹.

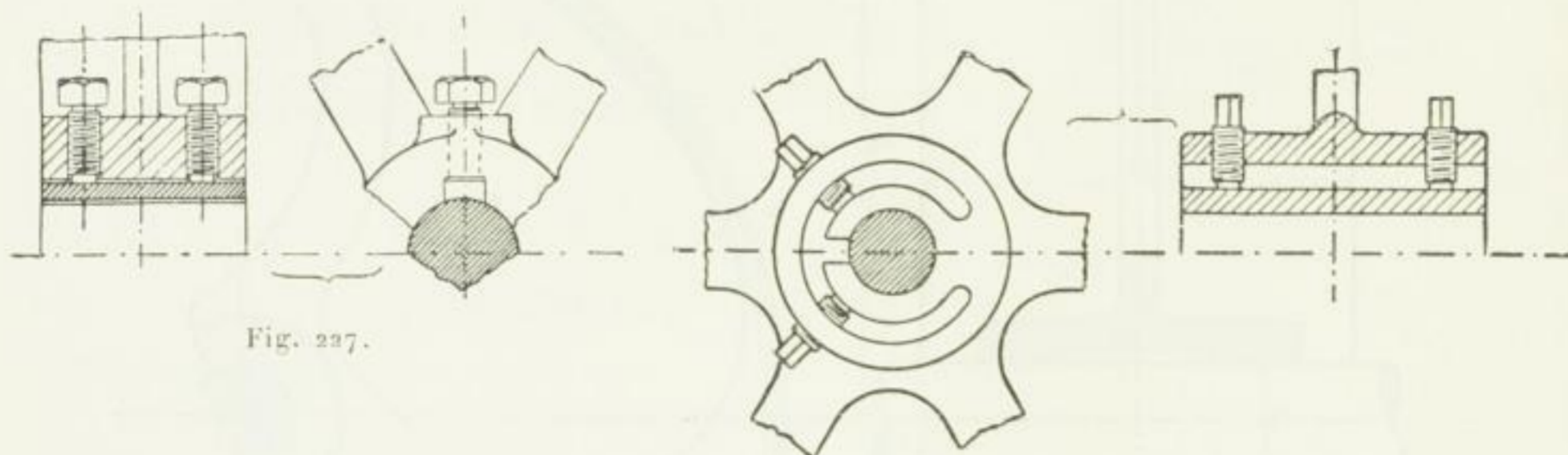


Fig. 227.

Fig. 228.

Si la poulie est faite en deux parties, comme celle de la planche 9, fig. 106, et si le moment à transmettre n'est pas trop considérable, on peut opérer la fixation par serrage (voir p. 304).

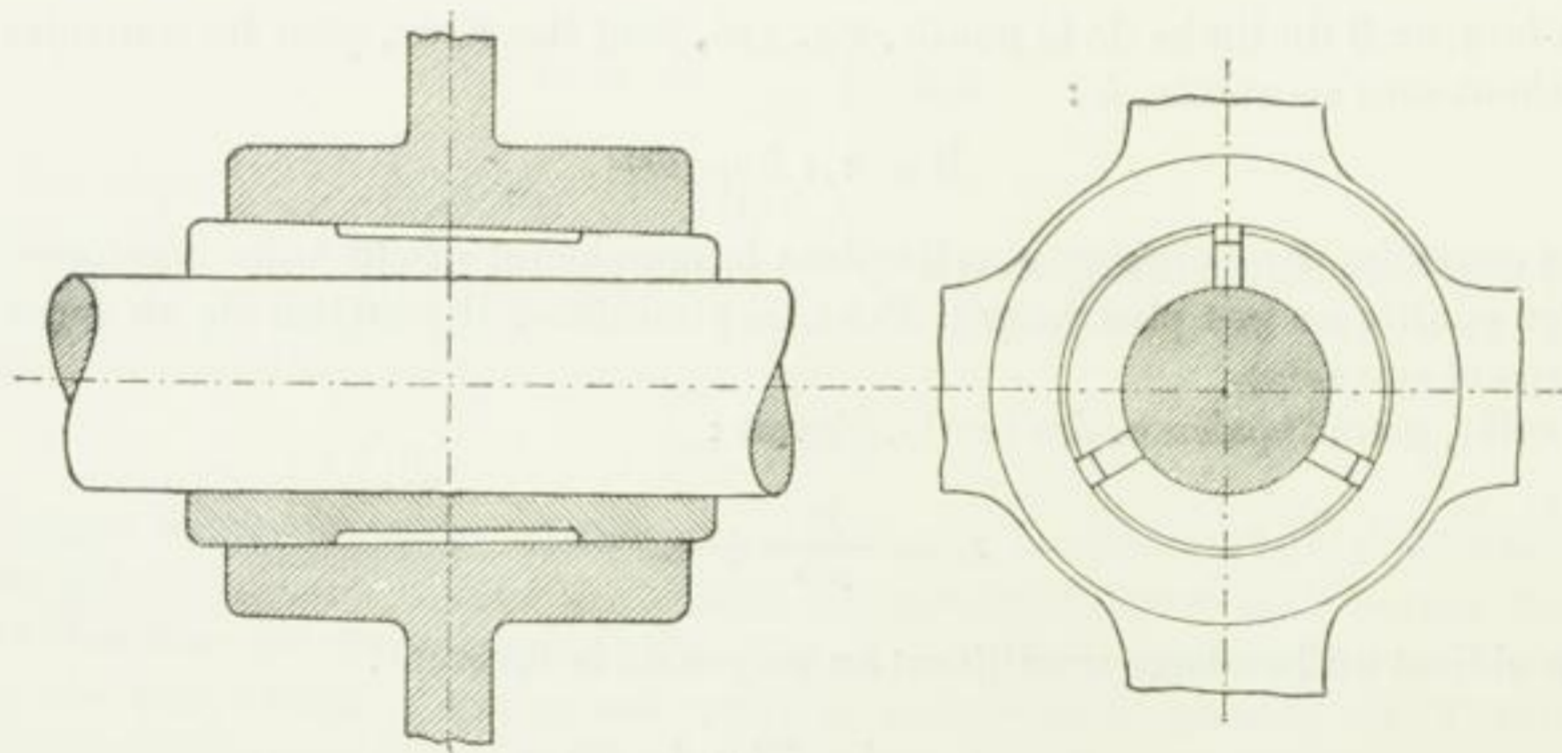


Fig. 229.

Si l'arbre présente des saillies nécessitant un alésage du moyeu plus grand que le diamètre de l'arbre au point de fixation, on peut opérer l'assemblage au moyen de *clavettes annulaires* (en trois parties), fig. 229. Cet assemblage présente d'ailleurs les mêmes avantages que les modes de fixation indiqués sur les figures 227 et 228.

Autrefois, il était de règle de donner aux *bras* une forme ondulée afin d'annuler, autant que possible, les effets nuisibles des tensions de la fonte. Depuis quelque temps,

¹ Voir le rapport de *Radinger* sur les machines à vapeur et les transmissions aux Etats-Unis d'Amérique. Vienne, 1878, p. 307.

Au point de vue de la *loi de garantie contre les accidents*, on doit tenir compte des prescriptions mentionnées p. 240 pour les roues d'engrenage.

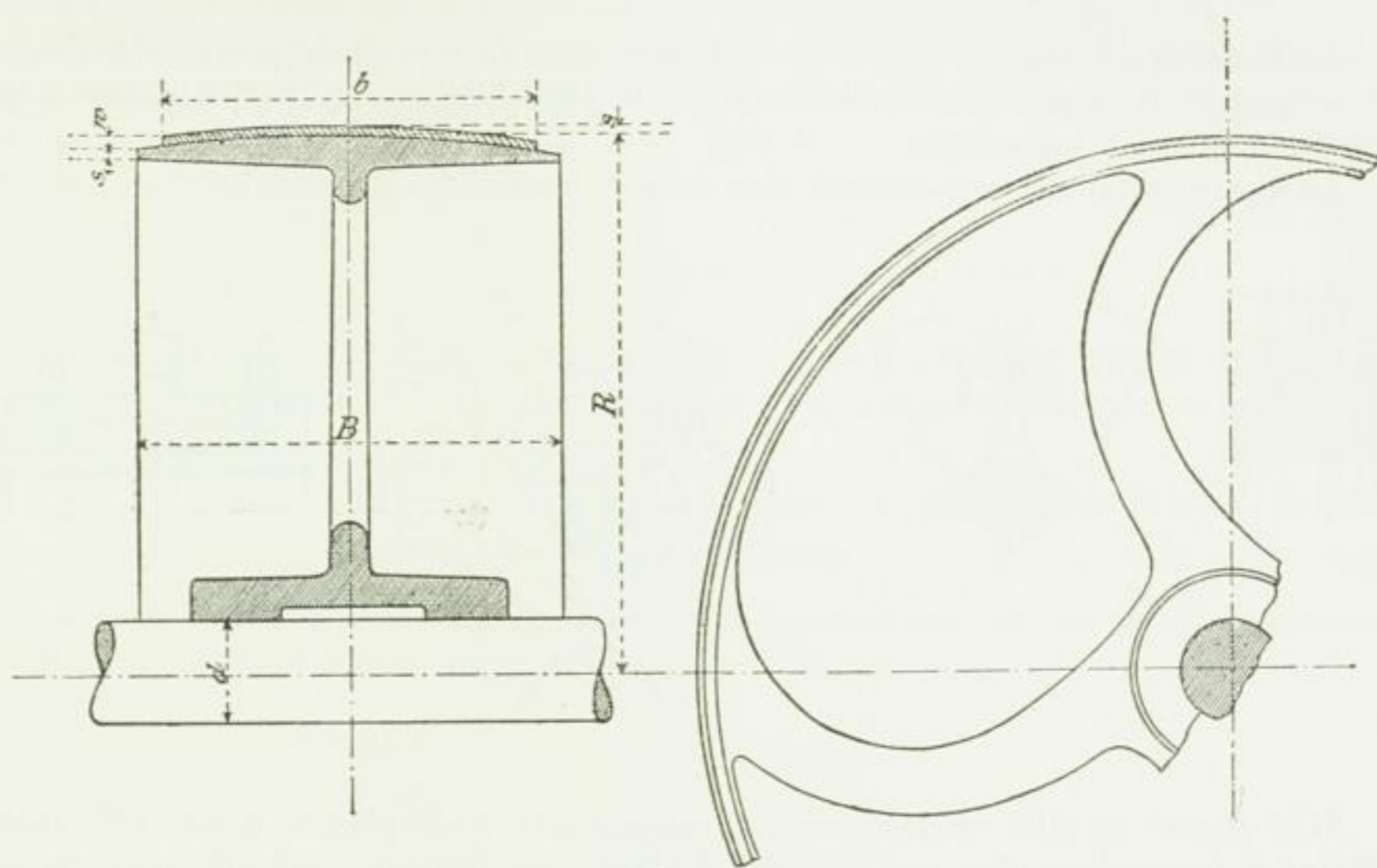


Fig. 226.

La largeur B du limbe de la poulie, fig. 226, peut être fixée, pour les courroies droites et marchant sans secousses, à :

$$B = 1,1 b + 1 \text{ cm.} \quad (303)$$

Les courroies demi-croisées et celles dont la marche est sujette à des secousses doivent avoir des poulies un peu plus larges. Pour les premières, il convient de se reporter aux pages 290 et suivantes.

Il suffit, pour l'épaisseur des bords, d'avoir :

$$s_1 = \frac{R}{100} + 0,3 \text{ cm} \quad (304)$$

On obtient un bombage w suffisant au moyen de la formule :

$$w = \frac{1}{4} \sqrt{B} \text{ à } \frac{1}{3} \sqrt{B} \quad (305)$$

dans laquelle w et B sont donnés en millimètres.

Il convient de ne pas donner de bombage : aux poulies motrices, en général (voir p. 294) et en particulier aux poulies destinées à des courroies demi-croisées (fig. 220 et 221, p. 290 et 292) ainsi qu'aux poulies sur lesquelles la courroie doit se déplacer ou qui reçoivent plusieurs courroies (poulies multiples).

Les moyeux, qui doivent être fixés au moyen de clavettes (p. 241 à 242), peuvent avoir les épaisseurs indiquées pour les roues dentées (p. 240) et une longueur égale à B , pourvu que cette longueur ne soit pas inférieure à $1,2 d$ ou $1,5 d$. Les poulies larges ont, le plus souvent, des longueurs de moyeux moindres que B . Pour les poulies doubles il suffit natu-

b. Pour des largeurs supérieures à 200 mm et allant jusqu'à 400 mm :

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{2,5}{6} \cdot 40 \cdot 0,5 \cdot 80} \approx 8,8 \text{ cm},$$

$$l_1 = 0,4 \cdot 8,8 = 3,5 \text{ cm}.$$

2. Courroies doubles ayant, en nombre rond, 10 mm d'épaisseur.

a. Pour des largeurs de 200 mm :

h_1 et l_1 comme à l'art. 1 b.

b. Pour des largeurs supérieures à 200 mm et allant jusqu'à 400 mm :

$$h_1 = \sqrt{\frac{2,5}{6} \cdot 40 \cdot 1 \cdot 80} = 11 \text{ cm},$$

$$l_1 = 0,4 \cdot 11 = 4,4 \text{ cm}.$$

On peut chercher à atteindre le même but en employant, quand il s'agit de poulies larges, deux systèmes de bras écartés d'environ 300 mm, fig. 230.

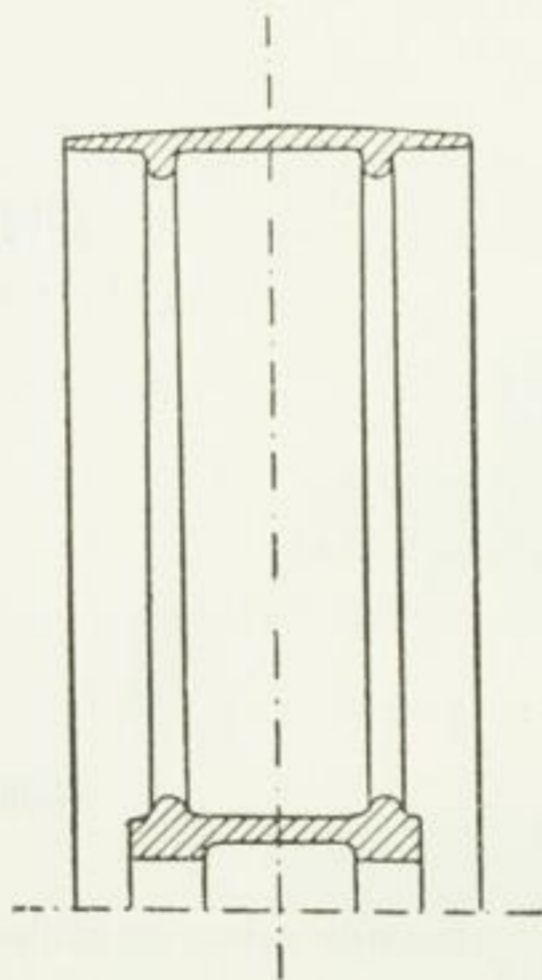


Fig. 230.

D'autres usines, afin d'avoir un nombre de modèles aussi réduit que possible, n'ont ordinairement qu'un seul croisillon pour les poulies de même diamètre. Ce croisillon est tracé en raison de la plus grande valeur de l_s pour laquelle le modèle doit être établi.

Pour obtenir des poulies de poids comparativement faible, il convient de faire le limbe aussi mince que possible, avec des bras relativement nombreux, et de donner aux poulies larges un double croisillon, de manière à consolider le limbe aminci.

On fait des poulies en plusieurs parties, pour les mêmes raisons qui conduisent aux roues d'engrenage en deux parties, facilités de transport, de montage et de démontage, et aussi pour tenir compte des tensions de la fonte bien que ces tensions, quand l'exécution est bien comprise, soient certainement notablement moindres pour les poulies que pour les roues, de façon que l'on trouve des poulies coulées d'une seule pièce et dont le diamètre va jusqu'à 3000 mm. On peut

partager la poulie dans les bras et ajuster les surfaces de contact, ou la fondre d'une seule pièce et la casser ensuite comme cela a été expliqué pour les roues d'engrenage en plusieurs parties. La figure 106, pl. 9, montre une poulie de ce genre. Pour sa fixation sur l'arbre, il faut se figurer que l'on alèse le moyeu en tenant les joints un peu ouverts, après quoi on le serre fortement sur l'arbre au moyen des boulons d'assemblage.

La figure 107, pl. 9, représente une poulie, de construction très puissante, exécutée par la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à Dessau. Comme on peut le voir, cette poulie est cassée aux jonctions et assemblée au moyen de boulons à vis.

Il est rare de rencontrer des poulies de 5000 mm et plus de diamètre ; elles se font en plusieurs parties de la même manière que les grandes roues d'engrenages.

Les bonnes poulies doivent tourner parfaitement rond et être exemptes, pendant

leur fonctionnement, d'efforts analogues à celui d'une fronde. Cette nécessité est d'autant plus grande que la vitesse l'est d'avantage.

Pour les poulies à marche rapide, il y a lieu de tenir compte de la force centrifuge (voir chap. 3, D, IV, 4).

Les poulies placées horizontalement ou obliquement ont un bord saillant comme l'indique la figure 108, pl. 10. En marche, la courroie ne doit point passer contre ce bord.

Les poulies en fer se font en deux parties, les bras sont engagés, lors de la coulée, dans le moyeu ; comme le montre, par exemple, la figure 119, pl. 11, ou vissés, ou tournés en forme de cylindre ou de cône et introduits dans des ouvertures très justes du moyeu, que l'on chauffe avant d'y adapter les bras ; ceux-ci sont ensuite assemblés avec la jante au moyen d'une rivure, comme le montre la figure 109, pl. 10.

Beissel (brevet allemand n° 3120) fore les rayons aux deux bouts suivant leur longueur, et les mandrine comme le représente la figure 231. La sécurité en service de ce mode d'assemblage remarquable au point de vue technique ne semble pas complètement hors de doute.

L'assemblage des deux moitiés de la jante s'opère au moyen d'éclisses rivées intérieurement sur une des moitiés de la jante et fixées à l'autre au moyen de boulons à têtes noyées. On alèse

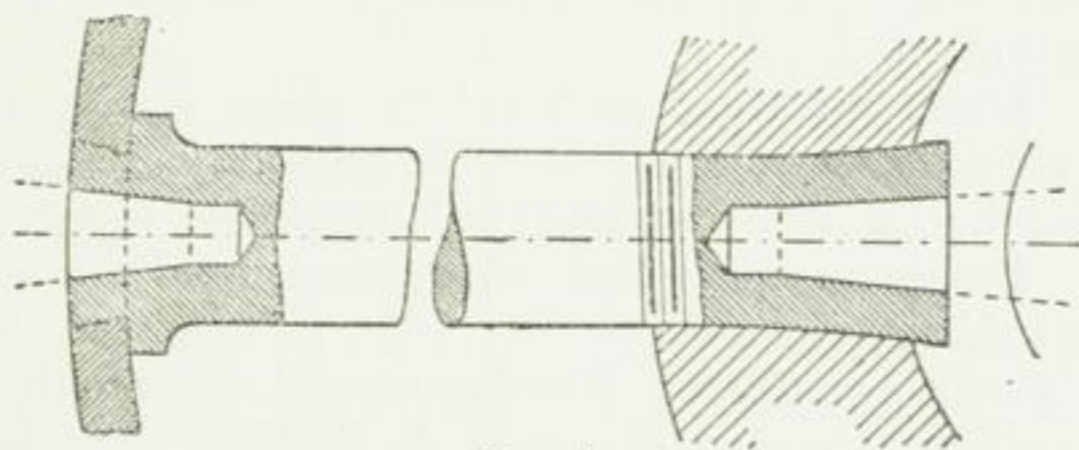


Fig. 231.

ensuite le moyeu et l'on tourne la jante. Les poulies ont, suivant leur grandeur, de 1 à 3 croisillons.

La construction des poulies folles mérite aussi l'attention. Les poulies dont il a été parlé jusqu'à présent étaient fixées sur leur arbre, c'était ce que l'on appelle des poulies fixes. Pour pouvoir interrompre de temps en temps la transmission du mouvement à l'arbre conduit, on dispose sur ce dernier une poulie tournant librement et sur laquelle on conduit la courroie quand il faut produire l'interruption de mouvement. Cette poulie qui tourne librement sur l'arbre se nomme poulie folle. Pour l'empêcher de prendre rapidement du jeu, on doit lui donner un moyeu d'une longueur aussi grande que possible (deux fois le diamètre de l'arbre et plus). Si l'on satisfait à cette condition, il n'y a pas besoin de garnir le moyeu avec du bronze. Les figures 110 et 111 de la planche 10 montrent la construction des poulies folles. On doit empêcher ces poulies de se mouvoir dans le sens de leur axe et assurer la commodité du graissage des surfaces glissantes. La partie inférieure de la figure 110 représente la poulie double correspondante, pour déplacer la courroie, on agit sur elle à l'endroit où elle monte sur la poulie.

Les dispositifs des figures 110 et 111 présentent un inconvénient, celui de donner lieu à une usure de l'arbre pendant la rotation de la poulie folle. On peut éviter cet inconvénient en entourant l'arbre d'un manchon qui en est un peu écarté et sur lequel tourne la poulie folle. La figure 112 de la planche 11 représente, avec la courroie débrayée, un appareil de ce genre applicable à la transmission de forces qui ne sont pas trop grandes.

Une chaise pendante porte à sa partie inférieure le manchon destiné à recevoir la poulie folle, sur laquelle la courroie reste immobile pendant le débrayage et, par conséquent, ne fatigue pas. Comme il est impossible d'embrayer une courroie immobile sur une poulie en repos, il faut, au moment de la mise en train, mettre d'abord la poulie folle en mouvement, ce que l'on fait en la pressant contre la poulie calée sur l'arbre et tournant avec

lui ; le frottement qui se produit alors entraîne la première poulie et permet de conduire la courroie sur la poulie fixe, au moyen d'une fourchette d'embrayage. On peut combiner les dispositifs de pression de la poulie folle et de déplacement de la courroie. Pour le premier, il ne convient pas seulement d'engager deux coulisseaux aa dans la gorge circulaire b qui entoure le moyeu de la poulie folle, comme l'indique la figure 112, à droite ; mais il est préférable d'employer un anneau cc , en deux parties réunies par des boulons, comme on le voit figure 112, en haut. L'usure des coulisseaux est, en effet, ordinairement assez notable, par suite de la forte pression qui, étant donnée la petitesse des surfaces de contact, s'exerce sur l'unité de ces surfaces qu'il est, en outre, difficile de graisser convenablement.

La construction mentionnée ci-dessus suppose que la résistance à vaincre au début n'est pas supérieure à celle qui correspond au frottement résultant de la pression exercée.

S'il ne s'agit pas d'un arbre de commande, comme dans le cas de la figure 112, mais d'un arbre commandé sur lequel la courroie est animée d'un mouvement continu, il n'est pas besoin de l'appareil de pression et l'on peut alors se servir du dispositif indiqué fig. 113, pl. 9.

L'embrayage peut aussi s'obtenir d'une manière plus simple, mais aux dépens de la durée de la courroie, au moyen de galets de tension, comme on peut en juger, sans plus d'explication, au seul examen de la figure 205, p. 277.

Depuis quelque temps, on donne souvent aux *axes de poulies guides* des supports amovibles spéciaux. La figure 114, pl. 10, représente un support de ce genre, construit par la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à Dessau (brevet allemand n° 21662). Ce support permet de déplacer l'axe de la poulie guide à l'intérieur du cône mkn , dans la fente du disque a , dont le dessous est strié de cannelures, et que l'on peut faire tourner sur lui-même.

Il est bon, pour ménager la courroie, de faire aussi grand que possible le diamètre des poulies guides — ce diamètre est ordinairement beaucoup trop petit — et de ne pas bomber la surface de ces poulies ; on doit aussi éviter, autant que possible, de courber alternativement la courroie dans un sens puis dans l'autre ¹. Si l'on est obligé de se départir de cette règle, il faut avoir soin de tendre la courroie le moins possible.

Quant à la position convenable à donner aux galets conducteurs, on peut, le cas échéant, se reporter à ce qui a été dit, p. 289 et suivantes, à propos de la disposition des poulies de courroies demi-croisées.

¹ Les dispositifs impliquant l'emploi de courroies ou de câbles fonctionnant à l'encontre de ce principe doivent inévitablement causer des désagréments, en réduisant la durée de la courroie ou du câble. On trouve un exemple de ce fait dans les machines d'extraction dont le câble inférieur a une durée

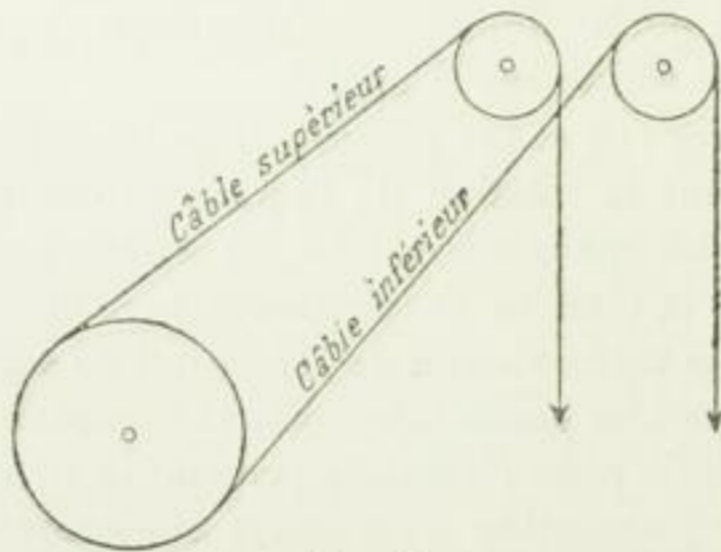


Fig. 232.

notablement moindre que celle du câble supérieur, fig. 232. On peut se rendre compte de la réduction

La figure 115, pl. 11, donne un *guide* à deux poulies, *pour courroie sous plafond*, et la figure 116, pl. 10, une *poulie guide amovible* ou *voyageuse* exécutée par la maison citée plus haut. Cette dernière poulie trouve sa place lorsque la courroie doit se déplacer latéralement pendant son fonctionnement, ce qui arrive, par exemple, quand on se sert de poulies fixe et folle. En pareil cas, la courroie se déplace latéralement en entraînant le galet avec elle, au lieu de subir une déviation rapide sur une large poulie.

Pour obtenir, avec une vitesse constante de l'arbre de commande, un nombre de tours variable de l'arbre commandé, on peut donner à la poulie de l'arbre moteur [1,1], fig. 234, une surface conique, pendant que l'on établit, sur l'arbre commandé [2,2], un cône inversement disposé. On a ainsi la *commande par cônes* qui fournit des rapports de transmission variables avec la position de la courroie sur les cônes. Naturellement, on doit maintenir la courroie à la place voulue en agissant sur les parties de cette courroie qui montent sur les poulies. L'inclinaison des cônes ne doit pas dépasser 1 : 10 et il est même préférable de ne pas aller au-delà de 1 : 15, afin que la courroie ne fatigue pas trop (voir la solution du même problème au moyen de deux tambours coniques, séparés par un anneau en cuir, que l'on peut déplacer et presser l'un contre l'autre, p. 272).

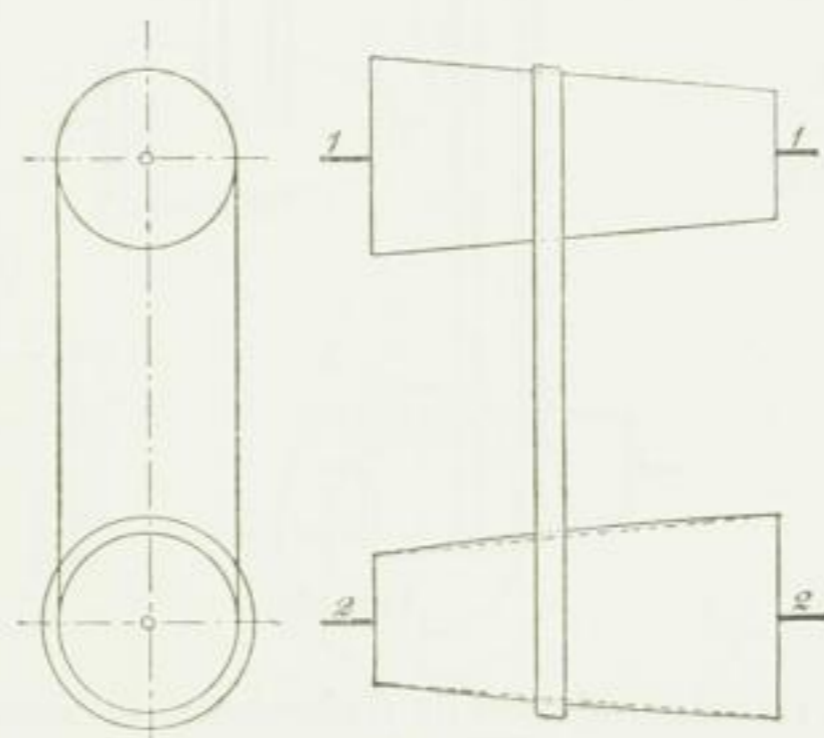


Fig. 234.

Si l'on veut que la courroie travaille bien sur une commande de ce genre, il faut lui conserver son élasticité en maintenant sa tension aussi faible que possible. *Gehrckens*

recommande l'emploi de courroies renforcées de la manière indiquée fig. 235 et 236 (brevet allemand n° 24382). D'après ce que l'auteur a pu apprendre, ces courroies ont donné de bons résultats. Pendant que, par exemple, une courroie simple établie sur une transmission disposée comme l'indique la figure 235, se courbe fortement contre les fourchettes d'embrayage ou de débrayage, la courroie doublée, comme celle représentée fig. 235, n'exerce sur ces fourchettes qu'une pression relativement légère.

Les transmissions par cônes sont appliquées en grand nombre, par exemple à la commande des machines à papier. La figure 237 représente la transmission d'une de ces machines, exécutée par la maison *J. M. Voith*, à Heidenheim-sur-Brenz. Le déplacement de la courroie s'opère au moyen d'une tige elliptique *y* montée sur des glissières. L'axe de cette tige n'est pas rectiligne et ses surfaces latérales, qui servent de guides, s'adaptent

de durée qui peut affecter le *câble d'une transmission cyclique* comme celles qui ont été chaudement recommandées dans ces derniers temps pour la commande des moulins à blé, par exemple, et dont un

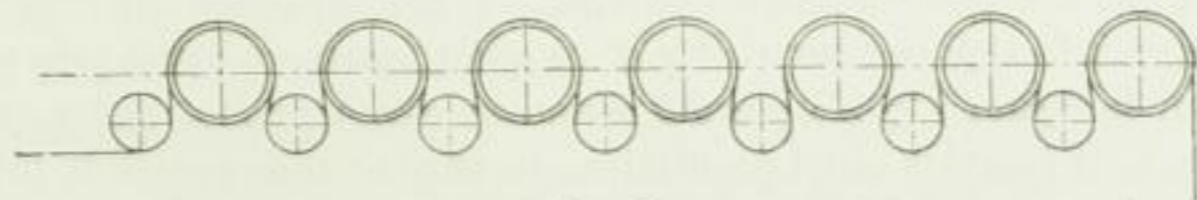


Fig. 233.

type est représenté fig. 233 (Reuleaux le Constructeur, p. 843 de la 3^e édition française, fig. 926). Dans cette transmission le câble est constamment courbé tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre, ce qui n'a pas besoin d'être expliqué avec plus de détails.

convenablement aux surfaces gauchies de la courroie à déplacer, en son point de croisement, sur la ligne HH, dont la position est déterminée par les deux points *ab*, c'est-à-dire par les points où les axes de la courroie se coupent à ses deux positions limites. Suivant

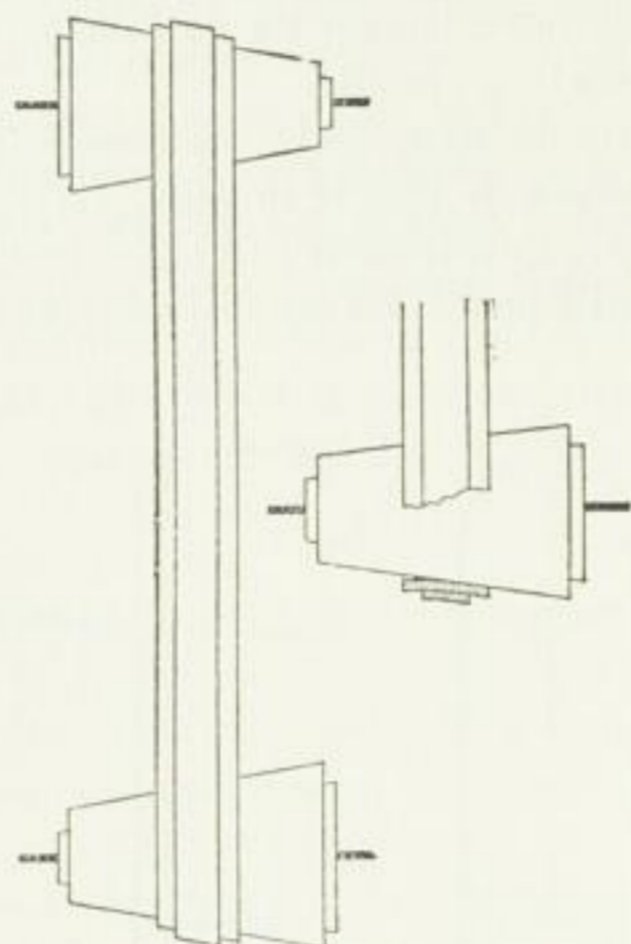


Fig. 235.

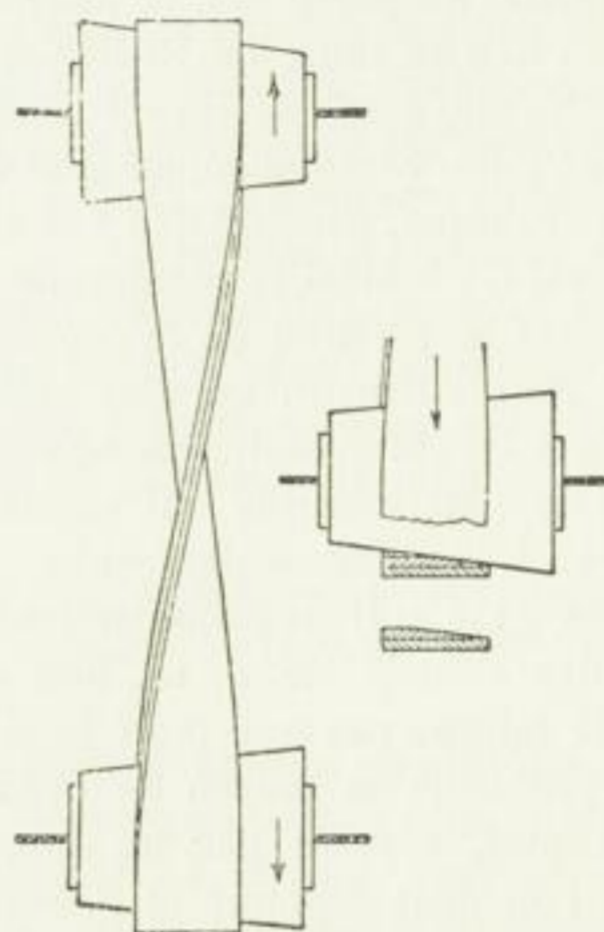


Fig. 236.

la recommandation de *Gehrckens*, la section de courroie est celle de la figure 236 (voir aussi la figure 239). Les lanières de couture sont noyées dans la surface de la courroie en contact avec les poulies. L'inclinaison de la génératrice des cônes sur les axes de tambours est $\frac{1300 - 900}{2 \cdot 3000} = \frac{1}{15}$. D'après les renseignements obtenus par l'auteur, avec des tam-

bours de ce genre sur lesquels passe une courroie de 300 mm de largeur et 6 mm d'épaisseur, couverte de trois bandes latérales superposées, dont les largeurs respectives sont 220, 150 et 80 mm, de façon que la courroie vue d'un côté paraît quadruple (voir la section dessinée fig. 239), on peut transmettre largement une force de 50 chevaux, avec une vitesse de 155 à 212 tours pour le tambour inférieur (le tambour supérieur en fait de 211 à 290). La courroie dure plus de deux ans, en travaillant jour et nuit, et coûte environ 660 francs. Il paraît que pour des courroies croisées de ce genre (ayant la forme proposée par *Gehrckens*), on peut, malgré la grande largeur de la courroie et le diamètre relativement petit des poulies, adopter pour la force *P* susceptible d'être transmise (voir formule 297), jusqu'à environ $7,5f$, en admettant que *f* désigne la section totale de la courroie et que le calcul soit basé sur le maximum de charge, bien que ce maximum ne se produise pas d'une manière durable.

En raison du frottement qui a lieu au point de croisement et particulièrement sur la tige de réglage *y*, qui s'échauffe assez fortement, on doit graisser convenablement la courroie. La substitution à la tige conductrice *y* d'un galet tournant à peu près analogue à celui représenté en *z* sur la figure 237 n'a pas été reconnue avantageuse, parce que les deux parties de la courroie sont écartées ainsi parallèlement et avec une pression notablement plus importante qu'elles le sont par la tige *y*. On peut avoir une tige elliptique beaucoup moins grosse que le galet et lui donner, au point de croisement de la courroie, la forme qui correspond au gauchissement des surfaces de cette dernière.

A cette classe appartiennent aussi les poulies dites *extensibles* que l'on trouve, par

La figure 115, pl. 11, donne un *guide* à deux poulies, *pour courroie sous plafond*, et la figure 116, pl. 10, une *poulie guide amovible* ou *voyageuse* exécutée par la maison citée plus haut. Cette dernière poulie trouve sa place lorsque la courroie doit se déplacer latéralement pendant son fonctionnement, ce qui arrive, par exemple, quand on se sert de poulies fixe et folle. En pareil cas, la courroie se déplace latéralement en entraînant le galet avec elle, au lieu de subir une déviation rapide sur une large poulie.

Pour obtenir, avec une vitesse constante de l'arbre de commande, un nombre de tours variable de l'arbre commandé, on peut donner à la poulie de l'arbre moteur [1,1], fig. 234, une surface conique, pendant que l'on établit, sur l'arbre commandé [2,2], un cône inversement disposé. On a ainsi la *commande par cônes* qui fournit des rapports de transmission variables avec la position de la courroie sur les cônes. Naturellement, on doit maintenir la courroie à la place voulue en agissant sur les parties de cette courroie qui montent sur les poulies. L'inclinaison des cônes ne doit pas dépasser 1 : 10 et il est même préférable de ne pas aller au-delà de 1 : 15, afin que la courroie ne fatigue pas trop (voir la solution du même problème au moyen de deux tambours coniques, séparés par un anneau en cuir, que l'on peut déplacer et presser l'un contre l'autre, p. 272).

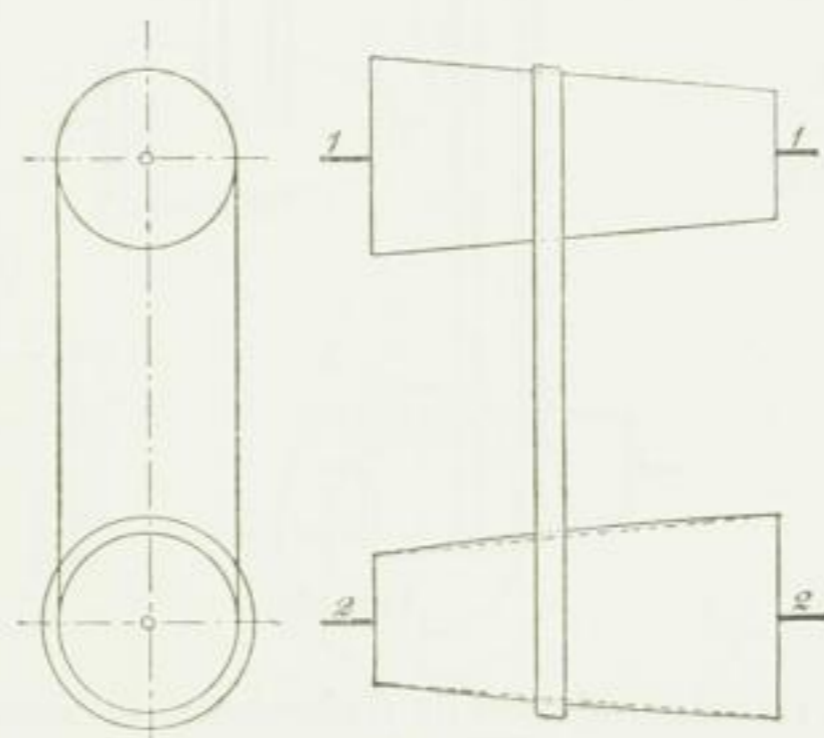


Fig. 234.

Si l'on veut que la courroie travaille bien sur une commande de ce genre, il faut lui conserver son élasticité en maintenant sa tension aussi faible que possible. *Gehrckens*

recommande l'emploi de courroies renforcées de la manière indiquée fig. 235 et 236 (brevet allemand n° 24382). D'après ce que l'auteur a pu apprendre, ces courroies ont donné de bons résultats. Pendant que, par exemple, une courroie simple établie sur une transmission disposée comme l'indique la figure 235, se courbe fortement contre les fourchettes d'embrayage ou de débrayage, la courroie doublée, comme celle représentée fig. 235, n'exerce sur ces fourchettes qu'une pression relativement légère.

Les transmissions par cônes sont appliquées en grand nombre, par exemple à la commande des machines à papier. La figure 237 représente la transmission d'une de ces machines, exécutée par la maison *J. M. Voith*, à Heidenheim-sur-Brenz. Le déplacement de la courroie s'opère au moyen d'une tige elliptique *y* montée sur des glissières. L'axe de cette tige n'est pas rectiligne et ses surfaces latérales, qui servent de guides, s'adaptent

de durée qui peut affecter le *câble d'une transmission cyclique* comme celles qui ont été chaudement recommandées dans ces derniers temps pour la commande des moulins à blé, par exemple, et dont un

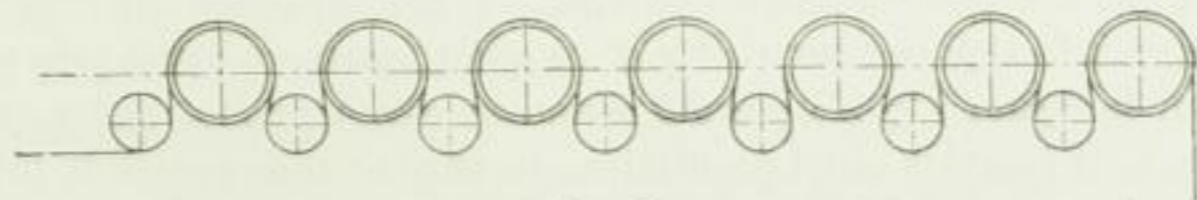


Fig. 233.

type est représenté fig. 233 (Reuleaux le Constructeur, p. 843 de la 3^e édition française, fig. 926). Dans cette transmission le câble est constamment courbé tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre, ce qui n'a pas besoin d'être expliqué avec plus de détails.

$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2 \beta (r_1 - r_2) + 2e \sqrt{1 - \left(\frac{r_1 - r_2}{e}\right)^2} \quad (309)$$

où :

$$\beta = \arcsin \frac{r_1 - r_2}{e}.$$

Pour les courroies croisées, on a :

$$L = (\pi + 2 \beta) r_1 + 2e \cos \beta + (\pi + 2 \beta) r_2,$$

$$\sin \beta = \frac{r_1 + r_2}{e},$$

d'où résulte :

$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2 \beta (r_1 + r_2) + 2e \sqrt{1 - \left(\frac{r_1 + r_2}{e}\right)^2} \quad (310)$$

où :

$$\beta = \arcsin \frac{r_1 + r_2}{e}.$$

Si maintenant L doit avoir la même valeur pour deux autres rayons, tels que R_1, R_2 , faisant partie d'une même paire, il suffit pour une courroie *croisée* de satisfaire à la condition :

$$R_1 + R_2 = r_1 + r_2,$$

c'est-à-dire que la somme des couples de rayons correspondants doit être constante. On obtient aussi d'après cela, dans la *transmission par cônes* (transmission par tambours coniques), pour le tambour inférieur, une surface conique dont la génératrice fait avec l'axe le même angle que la génératrice du cône supérieur (cette génératrice est indiquée en pointillé sur la figure 234).

Pour des courroies droites, on doit avoir :

$$\begin{aligned} L &= \pi (r_1 + r_2) + 2 (r_1 - r_2) \arcsin \frac{r_1 - r_2}{e} + 2e \sqrt{1 - \left(\frac{r_1 - r_2}{e}\right)^2} \\ &= \pi (R_1 + R_2) + 2 (R_1 - R_2) \arcsin \frac{R_1 - R_2}{e} + 2e \sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2}. \end{aligned}$$

Si le rapport de transmission :

$$\varphi = \frac{R_1}{R_2}$$

est donné, on tire de ce qui précède :

$$\frac{L}{R_2} = \pi (\varphi + 1) - 2 (\varphi - 1) \arcsin \frac{\varphi - 1}{e} + \frac{2e}{R_2} \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi - 1}{e}\right)^2}, \quad (311)$$

équation d'après laquelle on peut déterminer l'inconnue R_2 . En raison de la nature transcendante de cette formule, il y a lieu d'en vérifier le résultat.

* Dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1886, p. 1004, Kohn arrive à :

$$L = (r_1 + r_2) \pi + 2e + \frac{r_1^2 - r_2^2}{e} = (R_1 + R_2) \pi + 2e + \frac{R_1^2 - R_2^2}{e}$$

D'après cela le tambour inférieur, fig. 234, peut — à la rigueur — pour une courroie ouverte, ne pas avoir une droite pour ligne méridienne, tandis que le tambour supérieur a la forme d'un cône. De même les deux poulies d'une paire de poulies à gradins peuvent, en général, ne pas être identiques.

Avec une distance d'axes pour laquelle $\frac{R_1 - R_2}{e}$ devient assez petit pour que l'on doive poser :

$$\text{arc sin } \frac{R_1 - R_2}{e} = s \frac{R_1 - R_2}{e},$$

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2} = s 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2,$$

on tire de la formule 311 :

$$R_2^2 (\varphi - 1)^2 + \pi (\varphi + 1) e R_2 + 2 e^2 = e L, \tag{312}$$

qui permet de déterminer R_2 .

Pour une distance d'axes relativement grande, il suffit de prendre $R_1 + R_2 = r_1 + r_2$.

Il ne faut, d'ailleurs, pas perdre de vue que $\varphi = R_1 : R_2$ ne donne pas le rapport *réel* de transmission (voir p. 282 et suivantes).

La figure 117, pl. 10, représente un tendeur de courroies dont on se sert pour réunir les extrémités de ces dernières.

5. Exemples de calcul.

1. D'un arbre de transmission qui fait 80 tours par minute, on veut transmettre une force de 10 chevaux à un second arbre qui doit faire 120 tours.

Si l'on admet que le diamètre de la poulie commandée doit être de 800 mm, on obtient la section de courroie nécessaire en observant, d'après l'indication donnée, page 299, qu'une courroie de 1 cmq de section peut transmettre la force de $\frac{3}{4}$ de cheval avec $n = 100$ et $D = 1$ m, cette section :

$$f = ls = \frac{10}{3} \cdot \frac{100}{120} \cdot \frac{1}{0,8} = 13,9 \text{ cmq},$$

ce qui correspond à une largeur de :

$$l = \frac{13,9}{0,45} = 31 \text{ cm pour } s = 4,5 \text{ mm},$$

$$l = \frac{13,9}{0,6} = 23 \text{ cm pour } s = 6 \text{ mm}.$$

et obtient, en posant :

$$\frac{(r_1 - r_2)^2}{\pi e} = m \quad \text{et} \quad \frac{(R_1 - R_2)^2}{\pi e} = n$$

$$R_1 = \frac{r_1 + r_2 + m - n}{1 + \varphi} \varphi \quad \text{et} \quad R_2 = \frac{r_1 + r_2 + m - n}{1 + \varphi}$$

Pour diamètre de la poulie de commande on adopte, en tenant compte de l'influence que la perte de vitesse provenant du glissement et l'épaisseur de la courroie exercent sur le rapport de transmission :

$$D = 800 \frac{120}{80} 1,02 = 1224 \text{ mm.}$$

2. Dans une forge fonctionnent deux courroies à très grande vitesse et l'on a :

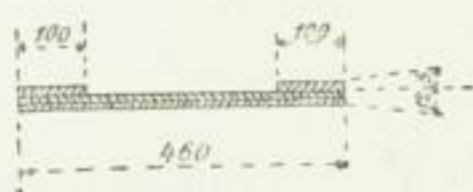


Fig. 241.

a, pour la courroie 1, fig. 241,

- $e =$ écartement des axes des poulies = 5300 mm,
- $D =$ diamètres des poulies = 5480 mm (cette poulie sert en même temps de volant) et 2135 mm,
- $v =$ vitesse de la courroie par minute = 1700 m,
- $N =$ nombre de chevaux de force transmis = 200 ;

b, pour la courroie 2, ne différant de la première que par sa largeur qui est de 360 mm au lieu de 460 mm,

- $e = 5300$ mm,
- $D = 2530$ mm et 1600 mm,
- $v = 1900$ m à la minute,
- $N = 170$.

D'après une communication de l'usine, ces courroies fonctionnent d'une manière complètement satisfaisante.

Les mêmes valeurs sont distinguées ci-après, pour les deux courroies, par des chiffres placés au-dessous de la ligne, le chiffre 1 s'applique à la courroie 1 et le chiffre 2 à la courroie 2.

L'angle désigné par β sur la figure 202, p. 275, se détermine au moyen de :

$$\sin \beta_1 = \frac{2740 - 1067}{5300} = 0,316,$$

$$\beta_1 = 0,322,$$

par suite, l'angle d'enroulement :

$$\omega = \pi - 2 \cdot 0,322 = 2,497,$$

pour lequel, en raison du fouettement de la courroie, on doit seulement compter environ 2,4.

La force P à transmettre atteint :

$$P_1 = \frac{200 \cdot 75}{\frac{1700}{60}} = \approx 530 \text{ kg,}$$

la section de la courroie, en tenant compte des bandes latérales :

$$f = 46 \cdot 1,2 + 20 \cdot 0,5 = 65,2 \text{ cmq.}$$

par suite le coefficient k , déterminé au moyen de l'égalité $P = kf$ (formule 270) est :

$$k = 530 : 65,2 = 8,1 \text{ kg}$$

et avec $p = 0,11$ pour les courroies doubles cousues et $\mu = 0,25$ d'après la formule 269 :

D'après cela le tambour inférieur, fig. 234, peut — à la rigueur — pour une courroie ouverte, ne pas avoir une droite pour ligne méridienne, tandis que le tambour supérieur a la forme d'un cône. De même les deux poulies d'une paire de poulies à gradins peuvent, en général, ne pas être identiques.

Avec une distance d'axes pour laquelle $\frac{R_1 - R_2}{e}$ devient assez petit pour que l'on doive poser :

$$\text{arc sin } \frac{R_1 - R_2}{e} = s \frac{R_1 - R_2}{e},$$

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2} = s \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R_1 - R_2}{e}\right)^2\right),$$

on tire de la formule 311 :

$$R_2^2 (\varphi - 1)^2 + \pi (\varphi + 1) e R_2 + 2 e^2 = e L, \tag{312}$$

qui permet de déterminer R_2 .

Pour une distance d'axes relativement grande, il suffit de prendre $R_1 + R_2 = r_1 + r_2$.

Il ne faut, d'ailleurs, pas perdre de vue que $\varphi = R_1 : R_2$ ne donne pas le rapport *réel* de transmission (voir p. 282 et suivantes).

La figure 117, pl. 10, représente un tendeur de courroies dont on se sert pour réunir les extrémités de ces dernières.

5. Exemples de calcul.

1. D'un arbre de transmission qui fait 80 tours par minute, on veut transmettre une force de 10 chevaux à un second arbre qui doit faire 120 tours.

Si l'on admet que le diamètre de la poulie commandée doit être de 800 mm, on obtient la section de courroie nécessaire en observant, d'après l'indication donnée, page 299,

qu'une courroie de 1 cmq de section peut transmettre la force de $\frac{3}{4}$ de cheval avec $n = 100$

et $D = 1$ m, cette section :

$$f = ls = \frac{10}{3} \cdot \frac{100}{120} \cdot \frac{1}{0,8} = 13,9 \text{ cmq},$$

ce qui correspond à une largeur de :

$$l = \frac{13,9}{0,45} = 31 \text{ cm pour } s = 4,5 \text{ mm},$$

$$l = \frac{13,9}{0,6} = 23 \text{ cm pour } s = 6 \text{ mm}.$$

et obtient, en posant :

$$\frac{(r_1 - r_2)^2}{\pi e} = m \quad \text{et} \quad \frac{(R_1 - R_2)^2}{\pi e} = n$$

$$R_1 = \frac{r_1 + r_2 + m - n}{1 + \varphi} \varphi \quad \text{et} \quad R_2 = \frac{r_1 + r_2 + m - n}{1 + \varphi}$$

3. La commande d'une scie alternative exige une force de 17 chevaux, le nombre de tours de l'arbre du châssis atteint 170.

Nous adoptons 1500 mm pour le diamètre de la poulie.

Si nous tenons compte de la remarque faite, p. 297, au sujet de l'irrégularité du travail nous prenons $k = 7$, de sorte qu'une courroie de 1 cmq de section transmet à raison de 100 tours et de 1 m de diamètre de poulie $\frac{3}{4} \cdot \frac{7}{10} = \frac{1}{2}$ cheval en nombre rond.

D'après cela, nous aurons une section de courroie :

$$f = ls = \frac{17}{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{1,5} \cdot \frac{100}{170} = \frac{200}{15} = 13,333 \text{ cmq.}$$

et par suite les largeurs :

$$l = \frac{13,333}{0,45} = 30 \text{ cm avec } s = 4,5 \text{ mm,}$$

$$l = \frac{13,333}{0,6} = 22 \text{ cm avec } s = 6 \text{ mm.}$$

La vitesse de la courroie atteint ici :

$$\frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 170}{60} = 13,35 \text{ m,}$$

elle est donc inférieure à 15 m, comme le suppose la valeur adoptée pour k .

4. Sur l'arbre d'une scie circulaire dont la lame a 800 mm de diamètre et dont le nombre de tours atteint 1000, on doit monter la poulie nécessaire au fonctionnement de la scie.

Le travail nécessaire est de 4 chevaux, le diamètre de la poulie est de 130 mm et l'angle d'enroulement, en tenant compte du fouettement de la courroie, est supposé = 2,2, de façon que, d'après la p. 296, on peut introduire k dans le calcul avec la valeur $\frac{10 + 6,5}{2} = 8,25$; mais cette valeur, d'après ce qui a été observé (p. 297) au sujet des petites poulies, peut être abaissée à 7,5, il en résulte, pour la section de courroie nécessaire :

$$k = \frac{600 \cdot 75}{50,4 \cdot 122,5} = 7,3 \text{ kg/cmq.}$$

c Une force de 450 chevaux est transmise par un arbre faisant 275 tours à la minute et portant une poulie de 2000 mm de diamètre, au moyen d'une courroie de 500 mm de largeur, composée de 2 couches ayant chacune 7 mm d'épaisseur, et de 2 bandes latérales, à un arbre dont la vitesse est de 390 tours. Avec des bandes latérales d'une largeur de 150 mm, on obtient :

$$f = 2 \cdot 50 \cdot 0,7 + 2 \cdot 15 \cdot 0,7 = 91 \text{ cmq,} \quad v = 2\pi \frac{275}{60} = 28,8 \text{ m}$$

$$k = \frac{450 \cdot 75}{28,8 \cdot 91} = 12,9 \text{ kg/cmq.}$$

L'auteur ayant demandé à l'usine comment les courroies se comportaient, quelle était leur durée, etc., il lui a été répondu, le 16 juillet 1898: « Nous travaillons avec les grosses courroies depuis environ 4 ans; mais il faut qu'elles soient de qualité excellente, sans quoi le résultat n'est pas bon. Elles doivent être très soigneusement surveillées; on les visite toutes les 24 heures. De petites réparations sont nécessaires à peu près tous les mois. Dans les deux premières semaines qui suivent son montage, une nouvelle courroie doit être raccourcie environ 4 fois et chaque fois de 250 à 450 mm. Sa durée, pour le service en question, atteint environ 1 à 2 ans; la courroie est ensuite transformée pour servir à d'autres usages.

07
17

$$f = l s \sqrt{\frac{4}{\frac{3}{4} \cdot \frac{7,5}{10}} \cdot \frac{1}{0,13} \cdot \frac{100}{1000}} = 5,5 \text{ cmq}$$

T =

et la largeur l de la courroie est, en supposant une épaisseur de 4,5 mm :

$$l = \frac{5,5}{0,45} = 12 \text{ cm.}$$

La vitesse de la courroie est inférieure à 15 m et, par conséquent, la valeur admise pour k est applicable.

IV. Transmission par câble.

Si le brin qui entoure les poulies est un corps cylindrique, on le nomme *câble* et les poulies prennent le nom de *poulies à câble*. Si le câble est de très petit diamètre, on le désigne sous le nom de corde.

1. Câbles de transmission.

La matière de ces câbles est, le plus souvent, le fer ou l'acier fondu, le chanvre et le coton. On les distingue, en conséquence, par les noms de câbles métalliques et de câbles de chanvre ou de coton.

a. CÂBLES MÉTALLIQUES.

Le câble métallique se compose ordinairement de cordes ou de torons enroulés en forme de vis autour d'une âme commune en chanvre, de façon que les axes de tous les torons soient à la même distance de l'axe du câble. Chaque toron est composé de fils métalliques, enroulés aussi en forme de vis autour de l'âme, ordinairement en chanvre, de ce toron. Le but de cet agencement est de donner de la flexibilité au câble et d'en faire travailler tous les fils métalliques aussi également que possible. Quelquefois, on substitue à l'âme en chanvre une âme en fil métallique qui, pour des raisons faciles à percevoir, doit être en métal aussi doux que possible et, par conséquent, recuit ; ce qui n'est pas le cas pour les autres fils métalliques. Les âmes en chanvre sont préférables, parce qu'elles rendent les câbles plus flexibles.

On peut consulter le tableau suivant, au sujet des mesures courantes des câbles, de leur composition et de leur poids.

Câbles métalliques pour transmissions
de Felten et Guillaume, à Mülheim-sur-Rhin.

(Prix-courant de juin 1898).

Dia- mètre des câbles mm	Prix pour un diamètre normal des poulies				Pour un petit diamètre des poulies							
	Nom- bre des fils	Dia- mètre des fils mm	Poids approximatif d'un mètre de câble kg	Prix en francs des 100 mètres de câble			Nom- bre des fils	Dia- mètre des fils mm	Poids approximatif d'un mètre de câble kg	Prix en francs des 100 mètres de câble		
				1	2	3				1	2	3
9	36	1,0	0,26	27,15	41,95	51,85	—	—	—	—	—	—
10	42	1,0	0,31	32,10	49,40	60,30	—	—	—	—	—	—
11	36	1,2	0,38	37,05	54,35	66,65	48	1,0	0,36	38,25	59,25	71,60
12	42	1,2	0,45	42,20	61,75	74,05	54	1,0	0,40	41,95	66,45	80,25
13	36	1,4	0,51	48,15	66,65	79,00	60	1,0	0,45	46,90	74,05	89,10
14	42	1,4	0,61	55,55	75,30	90,00	64	1,0	0,48	51,85	80,25	97,50
15	48	1,4	0,70	62,95	85,20	102,45	72	1,0	0,55	58,00	88,90	107,40
16	42	1,6	0,79	69,15	92,60	109,85	64	1,2	0,69	66,65	96,30	116,05
18	48	1,6	0,91	77,75	104,95	124,70	72	1,2	0,79	75,30	107,40	129,60
20	48	1,8	1,15	90,10	122,20	143,20	80	1,2	0,88	86,40	119,75	145,65
22	54	1,8	1,30	103,70	138,25	161,70	80	1,4	1,20	105,00	144,45	175,30
24	60	1,8	1,46	118,50	154,55	181,45	88	1,4	1,33	119,75	164,20	198,75
26	60	2,0	1,80	135,80	182,90	212,35	80	1,6	1,56	132,10	180,25	214,80
28	66	2,0	2,00	154,30	204,95	237,00	88	1,6	1,73	145,65	196,30	233,30
30	72	2,0	2,20	172,85	225,90	260,50	80	1,8	1,98	159,25	209,85	246,90
32	—	—	—	—	—	—	88	1,8	2,19	175,30	234,55	271,60
34	—	—	—	—	—	—	96	1,8	2,41	192,60	259,25	302,45
37	—	—	—	—	—	—	96	2,0	2,97	230,85	302,45	351,85

Les prix ci-dessus sont établis pour les câbles pris à Mülheim.

Les câbles que fournit la maison sont en fil de fer de Suède, au charbon de bois (prix de la colonne 1), en acier fondu non galvanisé (colonne 2) et en acier fondu galvanisé (colonne 3); *Felten et Guillaume* recommandent, à cause de la rouille, l'usage des fils d'acier fondu galvanisés.

Indépendamment des câbles composés comme il est dit ci-dessus, la même maison en fournit dont les torons n'ont pas d'âme en chanvre; ces câbles de transmission qui sont moins flexibles prennent, par contre, un allongement moins considérable. Ils exigent, naturellement, des poulies de diamètre plus grand et semblent seulement applicables en cas d'un grand écartement des axes.

Pour réunir les extrémités des câbles, on les détord et l'on coupe les âmes en chanvre, on entrelace ensuite les torons séparés, de manière à faire une épissure qui conserve au câble une grosseur uniforme. L'épissure des extrémités du câble exige environ 3^m de ce dernier.

Le câble métallique en service doit être graissé, et la graisse doit pénétrer jusqu'à l'intérieur. L'huile de lin cuite convient très bien comme matière lubrifiante.

La durée d'un câble sur une transmission bien établie atteint environ 2 à 3 ans.

b. CÂBLES DE CHANVRE.

D'après la figure 242, qui représente la coupe d'un câble de chanvre de 50 mm de diamètre extérieur, ce câble se compose de 3 torons composés chacun d'un grand nombre de

fils de chanvre tordus en forme de vis. Les matières qui constituent les câbles de ce genre sont le chanvre d'Italie et celui du pays de Bade, le chanvre de Manille et même le jute. Les câbles de chanvre de Bade ont ordinairement plus d'élasticité et moins de raideur que ceux de chanvre de Manille.

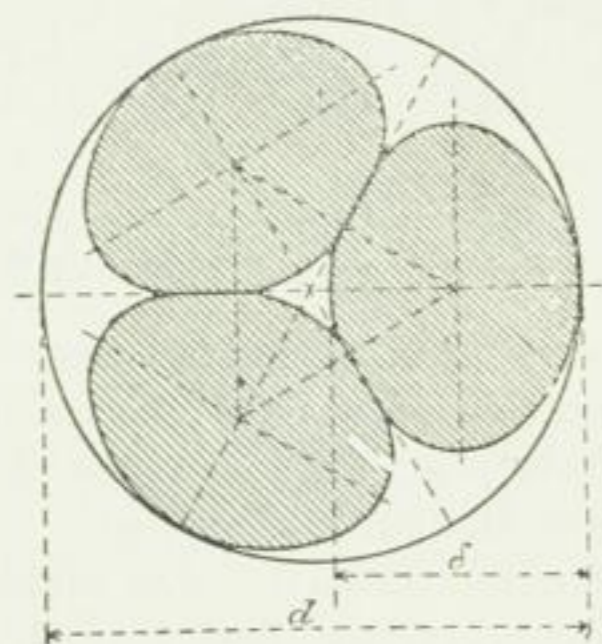


Fig. 242.

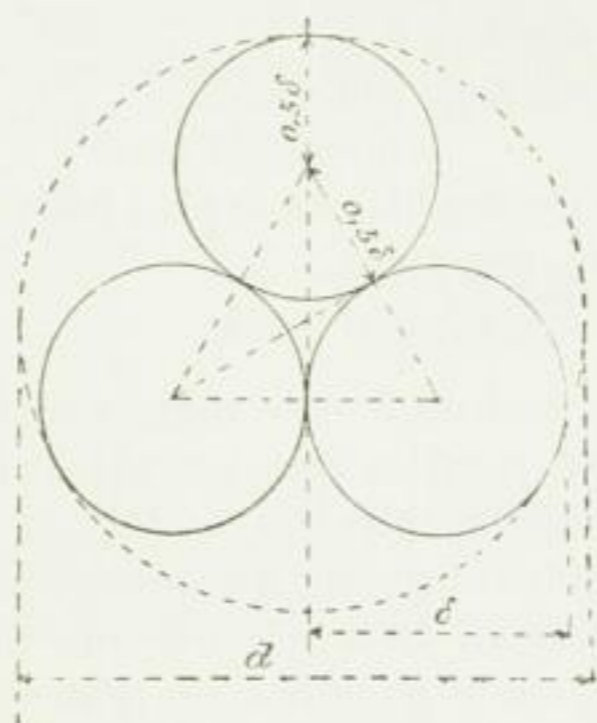


Fig. 243.

La section des torons — abstraction faite du petit aplatissement qui existe aux endroits où ces torons sont pressés les uns contre les autres — est celle d'un cercle de diamètre δ , mais elle paraît, à cause de l'inclinaison des axes des torons, qui forment des lignes hélicoïdales, limitée par une ellipse un peu aplatie aux points de contact. Sur les câbles neufs, le grand axe de cette ellipse est à peu près égal à $\frac{5}{4} \delta$, tandis qu'on peut admettre pour le petit axe une valeur égale à δ . Si les axes des torons étaient parallèles à celui du câble, on trouverait le diamètre d de celui-ci d'après le diamètre δ des torons, en se basant sur la figure 243 ; car :

$$\frac{d}{2} = \frac{\delta}{2} + \frac{\delta}{2} \frac{1}{\cos 30^\circ},$$

conduit à :

$$d = 2,15 \delta$$

en supposant qu'il n'y ait pas d'aplatissement à l'intérieur du câble ; mais par suite de l'inclinaison des axes des torons et de leur aplatissement aux points de contact, la proportion réelle entre d et δ s'écarte un peu de 2,15. Des mesures effectuées par l'auteur sur des câbles neufs ont donné, en moyenne :

$$d = 2,2 \delta,$$

de sorte que la section des torons $3 \frac{\pi}{4} \delta^2$ n'atteint guère que :

$$100 \frac{3 \cdot 0,25 \pi \delta^2}{0,25 \pi d^2} = 100 \frac{3}{2,2^2} = 62 \%$$

de la surface $\frac{\pi}{4} d^2$.

Le pas de l'hélice des torons varie et atteint, en moyenne, à peu près 5δ .

Les mesures courantes et les poids se trouvent sur le tableau suivant (*Nouveau prix courant de Felten et Guillaume, à Cologne-sur-Rhin*).

Câbles de chanvre pour transmissions.

Diamètres des câbles en mm.	25	30	35	40	45	50	55
Poids du mètre en kg :							
chanvre de Bade peu serré	0,50	0,70	0,95	1,20	1,50	1,78	2,20
fortement serré	0,52	0,72	0,98	1,24	1,54	1,83	2,26
chanvre de Manille, de la plus belle							
qualité, peu serré	0,45	0,62	0,82	1,06	1,35	1,60	1,90
fortement serré	0,47	0,64	0,85	1,09	1,39	1,65	1,96

Il faut environ 3^m de câble pour la jonction des extrémités. Quand la transmission est établie d'une manière bien entendue, et convenablement soignée, et particulièrement quand on graisse convenablement le câble, ce dernier peut durer jusqu'à 6 ans et plus. Les fabricants de câbles fournissent ordinairement un produit spécial pour le graissage.

Récemment, on a substitué aux câbles ronds, pour transmissions, des câbles tressés en carré système *Beck* breveté (Fabrique de câbles carrés, système *Beck* breveté, à Mannheim), qui se distinguent par leur flexibilité et la variabilité moindre de leur longueur. Il se fait aussi des câbles métalliques de ce genre.

c. CÂBLES DE COTON.

La maison citée à propos des câbles de chanvre fournit les câbles de coton aux dimensions suivantes :

Diamètre des câbles en mm.	25	30	35	40	45	48	50	55
Poids du mètre en kg :								
peu serré	0,46	0,65	0,86	1,10	1,35	1,55	1,69	2,00
fortement serré	0,47	0,67	0,89	1,13	1,40	1,59	1,74	2,06

Pour la commande des grues roulantes, etc., on emploie de ces câbles dont les diamètres varient de 16 à 22 mm.

2. Disposition de la transmission.

a. CÂBLES MÉTALLIQUES.

Quand la commande par câble est du type *a*, p. 277, il faut d'après ce qui a été expliqué antérieurement, que l'écartement des axes atteigne un certain *minimum* ; mais, d'autre



Fig. 244.

part, si l'on considère qu'il faut limiter la fatigue du câble et que la hauteur de flèche croît avec le carré de la distance, et par conséquent très rapidement avec cette distance, en donnant lieu à de grands abaissements du câble et en obligeant à placer

les poulies à une grande hauteur, on se trouve en outre conduit (tout en faisant complètement abstraction de la nécessité d'établir des barrières et, en général, sans tenir compte

Beck

fil de chanvre tordus en forme de vis. Les matières qui constituent les câbles de ce genre sont le chanvre d'Italie et celui du pays de Bade, le chanvre de Manille et même le jute. Les câbles de chanvre de Bade ont ordinairement plus d'élasticité et moins de raideur que ceux de chanvre de Manille.

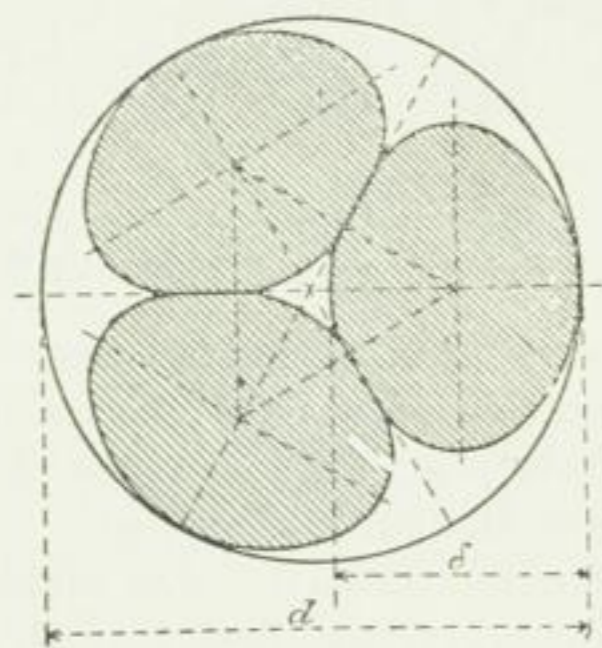


Fig. 242.

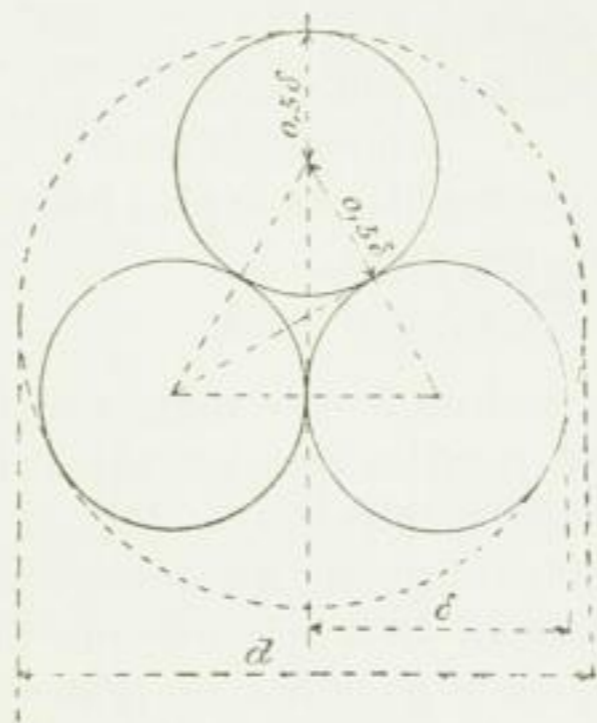


Fig. 243.

La section des torons — abstraction faite du petit aplatissement qui existe aux endroits où ces torons sont pressés les uns contre les autres — est celle d'un cercle de diamètre δ , mais elle paraît, à cause de l'inclinaison des axes des torons, qui forment des lignes hélicoïdales, limitée par une ellipse un peu aplatie aux points de contact. Sur les câbles neufs, le grand axe de cette ellipse est à peu près égal à $\frac{5}{4} \delta$, tandis qu'on peut admettre pour le petit axe une valeur égale à δ . Si les axes des torons étaient parallèles à celui du câble, on trouverait le diamètre d de celui-ci d'après le diamètre δ des torons, en se basant sur la figure 243 ; car :

$$\frac{d}{2} = \frac{\delta}{2} + \frac{\delta}{2} \frac{1}{\cos 30^\circ},$$

conduit à :

$$d = 2,15 \delta$$

en supposant qu'il n'y ait pas d'aplatissement à l'intérieur du câble ; mais par suite de l'inclinaison des axes des torons et de leur aplatissement aux points de contact, la proportion réelle entre d et δ s'écarte un peu de 2,15. Des mesures effectuées par l'auteur sur des câbles neufs ont donné, en moyenne :

$$d = 2,2 \delta,$$

de sorte que la section des torons $3 \frac{\pi}{4} \delta^2$ n'atteint guère que :

$$100 \frac{3 \cdot 0,25 \pi \delta^2}{0,25 \pi d^2} = 100 \frac{3}{2,2^2} = 62 \%$$

de la surface $\frac{\pi}{4} d^2$.

Le pas de l'hélice des torons varie et atteint, en moyenne, à peu près 5δ .

Les mesures courantes et les poids se trouvent sur le tableau suivant (*Nouveau prix courant de Felten et Guillaume, à Cologne-sur-Rhin*).

métallique¹. Il est d'ailleurs variable, car il grandit quand la tension du câble diminue, et devient plus petit quand cette tension augmente, absolument comme le coefficient d'allongement du cuir (voir p. 78 et suivantes), sauf que pour le câble métallique le changement de longueur est beaucoup moins important. La fabrication du câble influe aussi sur le coefficient d'allongement.

Ainsi que nous l'avons déjà expliqué au titre 2 de la transmission par courroie (disposition de cette transmission), la variabilité de la force à transmettre impose ses exigences à l'élasticité du cuir. Comme cette variabilité ne peut agir sur le câble métallique dans la même mesure que sur le cuir, la variabilité de la hauteur de flèche doit, dans ce cas, remplacer l'élasticité; de là résulte que la distance des poulies à câble, que l'on doit en général prendre aussi grande que possible, doit toujours être grande quand la force mentionnée est sujette à de grandes variations.

A cela il faut ajouter l'influence des changements de longueur du câble causés par les variations de la température. C'est encore la hauteur de flèche qui est appelée, de préférence, à compenser ces différences.

L'emploi des câbles ordinaires, en fils métalliques, ne permet pas d'établir des transmissions verticales ou presque verticales, c'est-à-dire dont le câble a une hauteur de flèche nulle, sans opérer la tension de ce câble au moyen de poulies tendeuses, mobiles, ou de poulies guides.

Le diamètre des poulies à câble doit être au moins de 150 fois celui du câble ou de 1500 fois celui du fil. Si les conditions dans lesquelles on se trouve obligent à tenir le diamètre des poulies au-dessous de la première de ces valeurs, on est conduit à employer un câble fait avec du fil aussi fin que possible, avec un angle relativement petit d'inclinaison des hélices suivant lesquelles les fils et les torons sont tordus.

Les plans médians de deux poulies appartenant à la même paire doivent coïncider, abstraction faite des transmissions qui nécessitent des poulies guides.

Dans le cas où le fouettement du câble pourrait être dangereux pour les personnes, il convient de disposer des filets préservatifs destinés à recevoir les chocs du câble. On peut ordinairement se procurer ces filets, en fil de fer, chez les fabricants de câbles métalliques.

b. CÂBLES DE CHANVRE.

a. Commande à tension par allongement.

Ce mode de transmission du travail à l'aide de câbles de chanvre, de beaucoup le plus répandu aujourd'hui, est basé en partie sur le type de transmission *a*, mais en grande partie aussi sur le type *b*, p. 277 et 278, ce qui conduit à adopter des câbles aussi élastiques que possible, et ce que l'on ne peut obtenir de cette manière doit l'être en ayant soin de donner une flèche suffisante au câble, entre ses points de suspension. En cet état de choses, outre la limite supérieure qui existe naturellement pour l'écartement des axes de poulies, on doit aussi considérer une certaine limite inférieure de cet écartement. Ces deux limites dépendent des conditions particulières d'établissement des transmissions, en sorte qu'on ne peut leur assigner de valeurs applicables en général. Il est de règle de ne pas

¹ Si, comme on le faisait ordinairement avant l'obtention des résultats d'expériences mentionnés dans la note placée au bas de la page 329 (voir par exemple B. Grashof, *Theor. Maschinenlehre*, 2^e volume, pages 313 et autres), on pose le coefficient d'allongement du câble métallique égal à celui d'un fil métallique rectiligne, on commet une erreur de 200 % en nombre rond.

descendre au-dessous de 6 à 8^m et de ne pas monter au-dessus de 20 à 25^m. Si l'on est obligé de dépasser ces limites, il faut veiller à avoir un câble aussi élastique que possible et à lui imposer une charge peu considérable. Avec un écartement plus grand, il peut arriver que l'on soit obligé de diviser le câble, comme la figure 246 l'indique pour les câbles métalliques, ou de le soutenir au moyen de poulies intermédiaires.

Le diamètre des poulies doit être au moins trente fois et, s'il se peut, ne doit pas être inférieur à 40 à 50 fois, celui du câble. Si l'on est obligé d'employer de petits diamètres de poulies, il faut s'efforcer de diminuer la charge du câble et de prendre, pour ce dernier, une matière d'une grande souplesse. Le chanvre de Bade doit alors être préféré à celui de Manille ; il faut en outre adopter, pour le câble, un genre de fabrication qui lui assure une élasticité plus grande.

Avec des axes peu écartés, comme avec un petit diamètre de poulies, il est plus avantageux de se servir de câbles en coton. Ces câbles se comportent bien, lors même que le diamètre des poulies ne dépasse pas 20 fois le leur.

D'après des expériences de l'auteur, la valeur du coefficient d'allongement α (le ressort) qu'il y a lieu de considérer pour les câbles en chanvre, varie à peu près entre :

$$\frac{1}{15000} \text{ à } \frac{1}{6000} \text{ si l'on rapporte les tensions à la section des torons,}$$

et :

$$\frac{1}{10000} \text{ à } \frac{1}{4000} \text{ si l'on rapporte les tensions à la section du cercle circonscrit,}$$

comme on le fait ordinairement (voir p. 316 et 317).

α diminue, comme pour le cuir, quand la tension augmente (p. 78 et suivantes).

On ne peut signaler comme absolument inadmissible une transmission verticale ou à peu près, surtout quand une grande distance d'axes permet l'emploi de câbles suffisamment élastiques ; mais ce genre de transmission doit être évité autant que possible.

On doit, autant qu'on le peut, préserver le câble de l'influence des variations de l'atmosphère, car il se raccourcit en prenant de l'humidité et s'allonge en séchant. Comme on ne peut pas supprimer complètement cet inconvénient, il est bon de ménager des hauteurs de flèche assez grandes, qui servent d'ailleurs, en même temps, à préserver le câble des effets résultant de la variabilité de la force. En imbibant les câbles d'une graisse convenable, on diminue d'ailleurs très notablement l'influence variable de l'humidité et de la sécheresse.

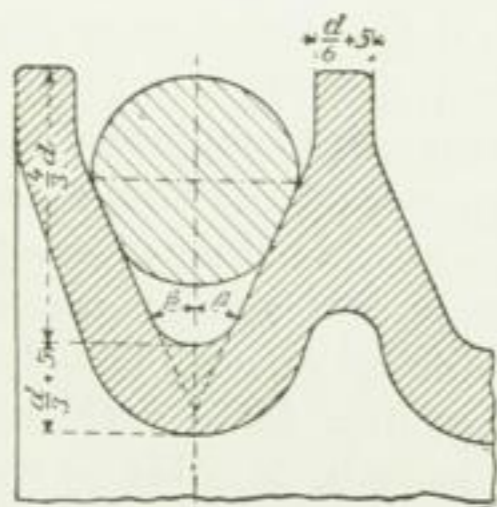


Fig. 249.

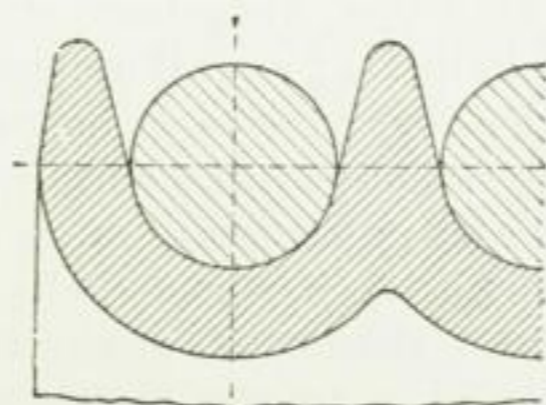


Fig. 250.

Ordinairement, chaque poulie à câble possède plusieurs gorges, de façon que la transmission de la force s'opère au moyen de plusieurs câbles juxtaposés. A chaque paire de

gorges, dont l'une est sur la poulie de commande et l'autre sur la poulie commandée, correspond un câble. Les gorges des poulies conductrice et conduite sont faites en forme de coin, correspondant à $\operatorname{tg} \beta = 0,4$ en nombre rond ou à $2\beta = 43,5$ à 45° , de façon que les câbles appuient plus fortement contre les poulies, fig. 249 ; sur les poulies guides, le câble pénètre jusqu'au fond des gorges, car il n'est pas nécessaire, dans ce cas, qu'il soit serré (fig. 250).

Les plans médians de deux poulies correspondantes doivent, abstraction faite des transmissions comportant des poulies guides, coïncider entre eux. Il existe cependant des transmissions sur lesquelles ce principe n'est pas observé. Il est venu à la connaissance de l'auteur que les axes de certaines poulies de transmission par câble font entre eux des angles qui vont jusqu'à $6^\circ 30'$. D'après les renseignements obtenus, ces installations, parmi lesquelles il en est une qui transmet une force de 600 chevaux au moyen de câbles de 45 mm de diamètre, fonctionnent depuis plusieurs années, d'une manière satisfaisante, même au point de vue de la durée des câbles.

β. Transmission avec tension par charge.

Ce système de transmission qui depuis quelque temps entre de plus en plus dans la pratique, comporte l'emploi d'un seul câble qui revient sur lui-même, en faisant sur les différentes poulies autant de tours que, dans le système ordinaire, il faut employer de câbles distincts.

La tension nécessaire à la transmission de la force est donnée au câble, comme cela a déjà été exposé p. 278, au moyen d'une poulie de tension portée par un traîneau ou chariot, tiré par un poids servant à charger le câble ; tandis que dans l'ancien système de transmission par câble de chanvre, dont il a été traité sous le titre α , les câbles doivent être soumis, lorsqu'on les monte, à une traction qui les allonge convenablement. Comme, avec le temps, une partie de plus en plus grande de l'allongement élastique ainsi produit dans le câble devient persistante, il faut, au début, donner au câble une tension notablement supérieure à celle qui serait nécessaire à la transmission de la force. Si en outre on considère que les câbles sont plus courts à l'état humide qu'à celui de siccité, et par suite s'allongent en séchant, on peut être conduit à augmenter leur tension en les montant. Avec le nouveau type de transmission par câble de chanvre, il n'y a plus de raison d'exagérer la tension du câble ; il résulte aussi de ce fait une réduction notable de la force transversale que la tension du câble exerce sur les arbres, du moins au début. Au sujet des effets nuisibles produits ordinairement par les forces transversales, et qu'il faut prévenir en augmentant les dimensions des arbres, des paliers, etc., il y a lieu de consulter, à la page 336, le paragraphe final du titre α ; mais il convient de faire ressortir que la suppression de l'influence exercée par les changements de longueur et de tension du câble, la diminution de fatigue que cette suppression permet d'obtenir pour le câble, les arbres et les paliers, et la réduction qui en résulte des résistances dues au frottement, constituent les avantages essentiels de la nouvelle disposition. Par contre, elle a l'inconvénient de nécessiter l'installation de poulies de tension à chariot, et, généralement aussi, de poulies de renvoi ; en outre, toute l'installation peut se trouver arrêtée si, en un seul endroit, le câble se trouve hors de service.

Il y a surtout avantage à supprimer l'influence d'un allongement du câble sur la tension quand on se sert de câbles en chanvre fonctionnant au dehors et dont l'état d'humidité variable tend à changer la longueur. Le même avantage se présente aussi pour les transmissions verticales.

Sur une transmission qui comporte plusieurs arbres à une même hauteur, la tension par charge offre des avantages en ce qu'elle permet de transmettre directement la force à de plus grandes distances ; car on peut régler le poids de charge en raison de l'abaissement du câble. Ce réglage est impossible sur une transmission par câble à tension par allongement. Pendant le fonctionnement d'une transmission à câbles indépendants, l'abaissement de ces derniers devient assez fréquemment très considérable, les câbles subissent de fortes oscillations, et cela oblige à prévoir un plus grand espace pour le mouvement des câbles mobiles à grande portée et, par suite, à adopter, surtout avec de petits diamètres de poulies, des portées de câble peu étendues, si l'on veut éviter le frôlement des câbles. Les fortes oscillations, mentionnées ci-dessus, des câbles à longue portée, peuvent quelquefois nuire à la régularité de marche des arbres commandés au point de faire désagréablement sentir ces irrégularités dans la fabrication — suivant le genre de celle-ci.

Nous allons brièvement décrire, ci-après, quelques types principaux de transmission avec tension par charge, telles que les exécute spécialement l'usine de *Wölfel*, près Hanovre (sous la direction de l'ingénieur *Ensrud*), d'après les indications fournies par cet ingénieur. Les remarques subséquentes sont aussi basées en grande partie sur l'expérience acquise par la maison susnommée.

Commande d'un arbre sans emploi de poulies guides spéciales.

Pl. 12, fig. 122 à 127.

La poulie de droite, c'est-à-dire la plus petite, a 6 gorges, soit une de plus que l'autre poulie. Le câble circule de la manière suivante (voir aussi la figure 123 et le dessin schématique de la figure 126) :

de la gorge 1	de la grande poulie	dans la gorge 2	de la petite,
» 2	» petite	» 2	» grande,
» 2	» grande	» 3	» petite,
» 3	» petite	» 3	» grande,
» 3	» grande	» 4	» petite,
» 4	» petite	» 4	» grande,
» 4	» grande	» 5	» petite,
» 5	» petite	» 5	» grande,
» 5	» grande	» 6	» petite,
» 6	» petite	»	de poulie tendeuse,
»	de la poulie tendeuse	»	1 de la petite poulie,
»	1 de la petite poulie	»	1 » grande,
»	1 » grande	»	2 » petite,

et ainsi de suite.

Comme on peut le voir, le câble ne se courbe, ici, que dans un seul et même sens, ce qui doit être signalé comme de nature à le ménager (voir p. 306 et la note au bas de la même page).

Le repli du câble qui passe sur la poulie tendeuse est toujours, dans l'exemple qui précède, une partie du brin *tiré*, que le mouvement soit donné par la grande ou la petite poulie, ou que le sens de la rotation soit renversé.

La disposition présentée ci-dessus suppose que la poulie tendeuse est placée, de la manière admise, entre les deux poulies principales, et que la petite poulie a toujours la

grandeur nécessaire pour prévenir le trainage du câble, dans sa partie supérieure, sur la poulie tendeuse.

Pour que les deux parties du câble qui passent sur la poulie tendeuse frottent aussi peu que possible à leur entrée dans la gorge, il faut observer et ne pas perdre de vue que le chariot de la poulie tendeuse change de position. Si les deux arbres ne sont pas à la même hauteur, la voie du chariot de la poulie tendeuse doit être inclinée dans le plan des axes des deux arbres.

Dans les conditions ordinaires, la possibilité d'appliquer avantageusement la disposition des figures 122 à 127 est passablement limitée.

Commande d'un arbre, avec emploi de poulies guides, la transmission devant satisfaire aux conditions suivantes :

- 1^o *Passage du câble tiré sur la poulie de tension ;*
- 2^o *Courbure du câble opérée dans un seul sens.*

Pl. 13, fig. 128 à 134.

Comme le montre la figure schématique 134 avec la poulie de commande placée à gauche, la partie de câble 2 tire 3 est tirée,

4	»	5	»
6	»	7	»
8	»	9	»
10	»	11	»

La dernière partie [11] passe ensuite sur l'une des deux poulies guides, de là [partie 12] le câble se rend à la poulie de tension placée en dessous ; il remonte ensuite [partie 0] sur la seconde poulie guide pour revenir à la poulie motrice [partie 1].

Quand on dispose, comme dans le cas actuel, deux poulies guides sur un axe commun (voir fig. 130, en haut), il est bon de n'en fixer qu'une sur cet axe et de laisser tourner librement l'autre entre deux bagues qui la maintiennent sur cet axe, afin de satisfaire à la nécessité de laisser tourner les deux poulies indépendamment l'une de l'autre. Par suite des variations de la force à transmettre, les longueurs de câble changent constamment et il en résulte que le chariot tendeur se trouve soumis à un mouvement d'oscillation. Or, si par exemple le chariot descend avec la poulie de tension, fig. 134, la partie de câble 1 qui passe sur la poulie guide de devant doit aller plus vite que la partie 11 du même câble, au moment où elle s'échappe de la poulie guide de derrière. L'inverse doit se produire quand le chariot de tension remonte. Si les deux poulies ne pouvaient tourner indépendamment l'une de l'autre, il se produirait un frottement capable d'user le câble.

Si les câbles supérieurs tiraient, à l'exclusion des câbles inférieurs, il faudrait, pour satisfaire à la condition d'enveloppement de la poulie tendeuse par la partie tirée du câble, disposer les poulies guides sur les câbles inférieurs et transporter le chariot tendeur en dessus. Au lieu de cette disposition incommode, et le plus souvent difficile à appliquer en raison de conditions locales, on peut installer la transmission conformément aux figures 135 à 140 de la planche 14.

Commande de plusieurs arbres placés à des hauteurs différentes.

Pl. 15, fig. 141 et 142.

La poulie motrice A est pourvue de 8 gorges, dont 4 correspondent à la poulie B de l'arbre supérieur et 2 à chacune des poulies C et D des deux autres arbres.

La partie de câble 1, venant de la poulie guide F, passe en dessous dans la gorge 1 de la poulie motrice A, puis dans la gorge 1 de la poulie B, la gorge 2 de A, la gorge 2 de B, la gorge 3 de A, la gorge 3 de B, la gorge 4 de A, la gorge 4 de B, la gorge 5 de A, la gorge 1 de la poulie C, la gorge 6 de A, la gorge 2 de C, la gorge 7 de A, la gorge 1 de la poulie D, la gorge 8 de A, la gorge 2 de D, la poulie guide E, la poulie de tension, la poulie guide F, la gorge 1 de A, et ainsi de suite. Le câble revient ainsi sur la poulie de commande, après chacun de ses tours sur les poulies commandées. Sur d'autres transmissions à tension par charge, analogues par exemple à celle de la figure 233, p. 307, et désignées sous le nom de transmissions cycliques¹, le câble va directement d'une poulie commandée à une autre poulie commandée, et ainsi de suite, en acquérant ainsi, finalement, une tension qui correspond à la résistance de toute la transmission. Cette disposition est beaucoup moins avantageuse que celles primitivement décrites, et cela est démontré aujourd'hui, parce qu'elle charge beaucoup plus le câble et exerce sur les coussinets des pressions beaucoup plus grandes, ce dont on peut voir l'effet p. 336. Ce qui est dit en cet endroit s'applique au cas dont nous nous occupons.

Avec la disposition représentée pl. 15, la poulie tendeuse est comprise dans la partie tirante du câble ; cette disposition était imposée par des conditions locales.

Il est généralement avantageux de faire passer sur la poulie tendeuse un repli de la partie *tirée* du câble, surtout quand la transmission est irrégulière, c'est-à-dire quand la force à transmettre est sujette à de grandes variations. Avec une transmission régulière, la règle perd de son importance.

On doit éviter, autant que possible, toute disposition qui oblige le câble à se courber tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, cela résulte des remarques déjà faites antérieurement (voir, en particulier, la note placée au bas de la page 306). Avec de grandes longueurs de câble — 500 à 600 m semblent encore admissibles — ces flexions alternatives dans un sens et dans l'autre sont moins nuisibles, les autres conditions restant égales, qu'avec un câble court, puisque, dans le premier cas, chaque point du câble se courbe moins souvent.

Les figures 143 à 145 de la planche 15 montrent les particularités du chariot de tension, ainsi que de la poulie tendeuse et de son support. La figure 144 s'applique à une disposition horizontale et la figure 145 à une disposition verticale de la voie du chariot.

Les poulies guides et de tension doivent avoir un diamètre d'au moins 30 fois celui du câble. On doit adopter pour leurs gorges une forme telle que le câble repose sur le fond sans être pincé, fig. 147, pl. 15, tandis que les poulies de transmission doivent recevoir des gorges cunéiformes, comme le montre la figure 249, p. 321, de façon que l'on ait $\text{tg } \beta = 0,4$.

La longueur de course du chariot tendeur doit être d'environ 2,5 % de la longueur totale du câble pour les transmissions à l'intérieur des bâtiments et de 3 à 3,5 % environ pour les transmissions en plein air ; cela correspond à un allongement de 5 à 6 ou 7 %. D'après cela, pour un câble de 300 mètres de longueur, à l'intérieur d'un bâtiment, il faut

¹ Voir Reuleaux, *Le Constructeur*, 3^e édition française, pages 836 et suivantes, fig. 921, 923 b, 923 c et suivantes.

draît ménager au chariot de la poulie tendeuse une longueur de course de $\frac{300}{100} \cdot 2,5 = 7^m50$. Si les conditions locales ne permettent pas une telle longueur de voie, il faudra raccourcir le câble à un moment donné.

La charge applicable, selon les divers cas particuliers, au chariot de la poulie tendeuse, se règle d'après les conditions auxquelles la transmission doit satisfaire. C'est ainsi, par exemple, qu'un travail irrégulier exige plus de charge qu'un travail régulier, et qu'un câble, au début de son fonctionnement — jusqu'à ce qu'il se soit bien adapté aux poulies — a besoin d'être plus tendu qu'il le sera plus tard. Le poids de charge doit être, en conséquence, composé d'un grand nombre de plateaux, dont le constructeur doit livrer un excédent assez grand pour que l'on puisse, ultérieurement, régler convenablement la tension suivant les nécessités du service.

Enfin, nous devons encore faire observer que fréquemment les conditions locales ne permettent pas d'établir d'une manière convenable un chariot tendeur et des poulies guides; il peut aussi arriver fréquemment que la transmission par câble de chanvre, avec tension par allongement, paraisse la plus avantageuse. En pareil cas, on adoptera aussi les anciens dispositifs de transmission.

C. CABLES DE COTON.

La transmission par câbles de coton correspond à la transmission par courroie suivant le type *b*, p. 277 et 278. Les remarques faites à propos de cette dernière s'appliquent donc à la transmission par câble de coton et aussi, en partie, à celle par câble de chanvre.

Avec de grandes longueurs de câble, comme celles qui sont usitées, par exemple, pour la commande des ponts roulants, il est nécessaire de disposer une poulie tendeuse pour compenser les différences de longueur correspondantes; il convient, en outre, de supporter convenablement le câble.

Le diamètre des poulies se détermine d'après des règles analogues à celles qui servent pour les câbles de chanvre. En général, la flexibilité et l'élasticité plus grande des câbles en coton leur fait surtout donner la préférence quand on est forcé d'adopter de petits diamètres ou un faible écartement des poulies¹. En ce qui concerne le diamètre des poulies, on descend jusqu'à 20 fois celui du câble et même encore moins, quand cela est absolument nécessaire (voir aussi p. 321).

Sur les ponts roulants les câbles sont mis, au moyen d'une pression, en contact avec les gorges cunéiformes des poulies de transmission. Il en résulte que l'arc couvert par le câble ne constitue qu'une faible partie de la circonférence, ce qui oblige à prendre la tension *S*, relativement grande ou *P* relativement petit.

Les poulies guides peuvent être un peu plus petites; elles ont des gorges dans lesquelles le câble peut porter à fond.

¹ Dans l'usine *Petzold, Ehret et Pessler*, à *Reichenbach-en-Voigtland*, le moteur à vapeur transmet, avec une distance d'axes de 3050^{mm} seulement, et avec une forte inclinaison, une force de 220 chevaux au moyen de 14 câbles de coton fournis par *Felten et Guillaume*. Ces câbles, dont la vitesse est de 14 mètres, ont 50^{mm} de diamètre. D'après une communication déjà ancienne de la maison précitée à l'auteur, l'installation fonctionnait depuis plus de 3 ans et donnait complète satisfaction; les câbles étaient aussi bons que s'ils n'avaient pas servi.

Commande de plusieurs arbres placés à des hauteurs différentes.

Pl. 15, fig. 141 et 142.

La poulie motrice A est pourvue de 8 gorges, dont 4 correspondent à la poulie B de l'arbre supérieur et 2 à chacune des poulies C et D des deux autres arbres.

La partie de câble 1, venant de la poulie guide F, passe en dessous dans la gorge 1 de la poulie motrice A, puis dans la gorge 1 de la poulie B, la gorge 2 de A, la gorge 2 de B, la gorge 3 de A, la gorge 3 de B, la gorge 4 de A, la gorge 4 de B, la gorge 5 de A, la gorge 1 de la poulie C, la gorge 6 de A, la gorge 2 de C, la gorge 7 de A, la gorge 1 de la poulie D, la gorge 8 de A, la gorge 2 de D, la poulie guide E, la poulie de tension, la poulie guide F, la gorge 1 de A, et ainsi de suite. Le câble revient ainsi sur la poulie de commande, après chacun de ses tours sur les poulies commandées. Sur d'autres transmissions à tension par charge, analogues par exemple à celle de la figure 233, p. 307, et désignées sous le nom de transmissions cycliques¹, le câble va directement d'une poulie commandée à une autre poulie commandée, et ainsi de suite, en acquérant ainsi, finalement, une tension qui correspond à la résistance de toute la transmission. Cette disposition est beaucoup moins avantageuse que celles primitivement décrites, et cela est démontré aujourd'hui, parce qu'elle charge beaucoup plus le câble et exerce sur les coussinets des pressions beaucoup plus grandes, ce dont on peut voir l'effet p. 336. Ce qui est dit en cet endroit s'applique au cas dont nous nous occupons.

Avec la disposition représentée pl. 15, la poulie tendeuse est comprise dans la partie tirante du câble ; cette disposition était imposée par des conditions locales.

Il est généralement avantageux de faire passer sur la poulie tendeuse un repli de la partie *tirée* du câble, surtout quand la transmission est irrégulière, c'est-à-dire quand la force à transmettre est sujette à de grandes variations. Avec une transmission régulière, la règle perd de son importance.

On doit éviter, autant que possible, toute disposition qui oblige le câble à se courber tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, cela résulte des remarques déjà faites antérieurement (voir, en particulier, la note placée au bas de la page 306). Avec de grandes longueurs de câble — 500 à 600 m semblent encore admissibles — ces flexions alternatives dans un sens et dans l'autre sont moins nuisibles, les autres conditions restant égales, qu'avec un câble court, puisque, dans le premier cas, chaque point du câble se courbe moins souvent.

Les figures 143 à 145 de la planche 15 montrent les particularités du chariot de tension, ainsi que de la poulie tendeuse et de son support. La figure 144 s'applique à une disposition horizontale et la figure 145 à une disposition verticale de la voie du chariot.

Les poulies guides et de tension doivent avoir un diamètre d'au moins 30 fois celui du câble. On doit adopter pour leurs gorges une forme telle que le câble repose sur le fond sans être pincé, fig. 147, pl. 15, tandis que les poulies de transmission doivent recevoir des gorges cunéiformes, comme le montre la figure 249, p. 321, de façon que l'on ait $\operatorname{tg} \beta = 0,4$.

La longueur de course du chariot tendeur doit être d'environ 2,5 % de la longueur totale du câble pour les transmissions à l'intérieur des bâtiments et de 3 à 3,5 % environ pour les transmissions en plein air ; cela correspond à un allongement de 5 à 6 ou 7 %. D'après cela, pour un câble de 300 mètres de longueur, à l'intérieur d'un bâtiment, il faut

¹ Voir Reuleaux, *Le Constructeur*, 3^e édition française, pages 836 et suivantes, fig. 921, 923 b, 923 c et suivantes.

des tensions doit avoir lieu suivant la ligne $a_1 b_1 c_1$ et la fibre extérieure doit subir la

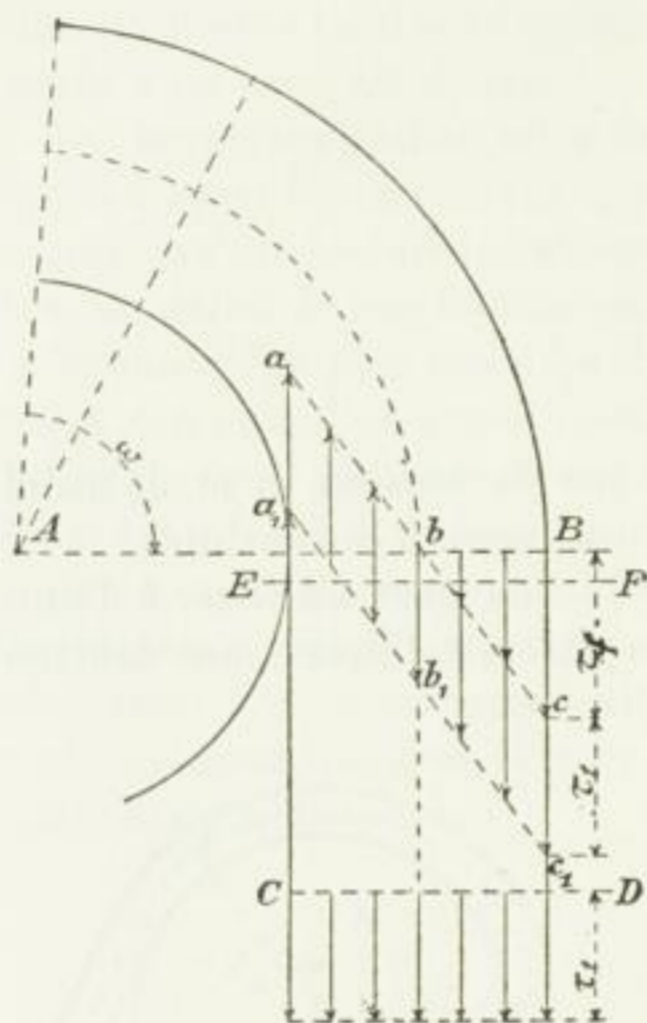


Fig. 252.

tension $\tau_t + \tau_f$; tandis que sur la fibre intérieure doit s'exercer l'effort de compression $\tau_f - \tau_t$, en supposant $\tau_t < \tau_f$. Sur la section EF, qui suit immédiatement, doit au contraire s'exercer la tension *constante* $\tau_t = bb_1$! En réalité, il se produira une certaine compensation provenant de ce que, sur la section AB, la tension τ_f résultant de la flexion est moindre, à l'extérieur et à l'intérieur, que l'indique la formule 314, c'est-à-dire que la section de la barre ne prend pas la position radiale supposée par le calcul. Le maximum de fatigue est donc, en réalité, inférieur à $\tau_t + \frac{1}{\alpha} \frac{s}{D}$. A cela s'ajoute la circonstance mentionnée p. 283 et 284, que la force P doit d'abord se transmettre par l'intermédiaire des fibres internes.

Si maintenant on reporte le résultat du calcul, tel qu'il se présente dans les égalités 314 et 315, sur le câble métallique, en substituant à s le diamètre δ du fil et en introduisant la valeur de α applicable à la matière du fil de métal, on commet une faute très grave. On arrive en effet à trouver, pour des installa-

tions réellement exécutées, des efforts assez considérables pour obliger à admettre sur des câbles de transmission, en fil de fer, des charges de 1800 à 2000 kg/cmq. Or, si de pareils efforts, sujets en outre à des variations considérables, existaient réellement, un câble de transmission ne pourrait leur opposer une résistance durable. Pour des câbles d'extraction, en fer, on peut, en se basant sur la formule 314, aller jusqu'à des charges admissibles de 3000 kg, et même dépasser 4500 kg dans le cas où l'on emploie des fils d'acier fondu; mais il semble très scabreux, si séduisant que cela puisse être, d'exercer de pareils efforts sur d'autres parties de machines.

En réalité, ainsi que cela a été déjà établi plus haut, la fatigue du câble est moindre que l'indique la formule 315. Avec les fils d'un câble métallique, nous n'avons pas affaire à des barres droites mais à des barres courbées: chaque fil s'enroule en forme de vis autour de l'axe de son toron, et forme ainsi une hélice ou un ressort cylindrique hélicoïdal (dans une certaine mesure bien entendu), chaque toron s'enroule à son tour en forme de vis autour de l'axe du câble. Nous savons que la flexibilité d'un câble dépend non seulement de la grosseur des fils, mais aussi de leur assemblage et particulièrement aussi du pas de l'hélice suivant laquelle les divers fils sont courbés, etc. Sous l'influence de la force S_1 , les fils métalliques se serrent les uns contre les autres et contre les âmes, des forces de frottement entrent en jeu, etc.

Cela complique extrêmement les données de la question et les rend en partie incertaines. Dans ces conditions il semble qu'il faille, actuellement du moins, renoncer à la solution mathématique du problème.

En partant de ce principe que comparativement à d'autres charges admises dans la construction des machines, on ne peut guère imposer à un câble de transmission, en fil de fer, un effort total supérieur à 1050 kg, en supposant en outre que l'effort à trouver τ_f , qui a lieu lors de la flexion de ce câble, puisse s'exprimer au moyen de la formule :

3. Calcul des câbles.

a. CABLES MÉTALLIQUES.

Si l'on désigne par :

- d le diamètre du câble en cm,
- δ » des fils isolés,
- i leur nombre.

La fatigue imposée aux fils résulte de l'effort produit par la tension S_1 et de celui nécessaire à l'enroulement du câble sur les poulies et, par conséquent, à sa courbure.

La première cause de fatigue donne, avec l'exactitude que l'on peut attribuer à l'uniformité de la répartition de S_1 sur la section totale des fils métalliques, une tension normale :

$$\tau_t = \frac{S_1}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} \tag{313}$$

Le second effort se détermine ordinairement de la manière suivante.

On imagine une barre d'épaisseur s courbée sur une poulie de diamètre D , comme l'indique la figure 251. En supposant que la section de la barre pendant la courbure de cette dernière reste perpendiculaire à la ligne médiane courbée, les fibres extérieures acquièrent une valeur

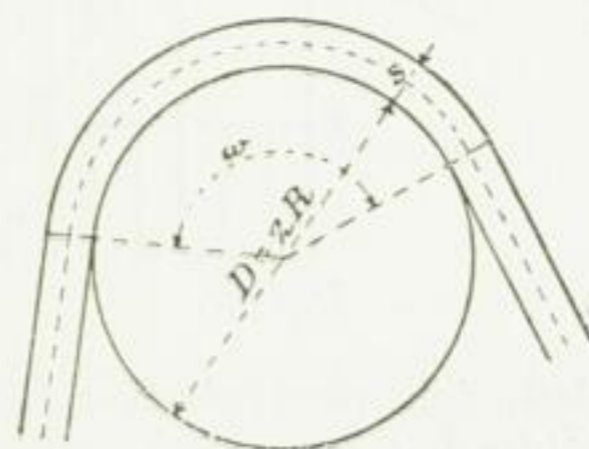


Fig. 251.

$\omega (R + s)$, alors qu'elles n'avaient, avant la flexion, que la longueur $\omega \left(R + \frac{s}{2} \right)$; elles subissent donc une augmentation de longueur qui est à peu près :

$$\omega (R + s) - \omega \left(R + \frac{s}{2} \right) = \omega \frac{s}{2},$$

et correspond à une extension :

$$\frac{\omega s}{2 \left(R + \frac{s}{2} \right) \omega} = s \frac{s}{2R},$$

ou bien à une tension :

$$\tau_f = \frac{1}{\alpha} \frac{s}{2R} = \frac{1}{\alpha} \frac{s}{D} \tag{314}$$

en admettant que α désigne le coefficient d'extension.

D'après ce calcul, la répartition de tension représentée sur la figure 252 suivant la ligne abc se présente sur les sections transversales appartenant à la barre courbée. A ces tensions, dues à la flexion, s'ajoute la tension normale τ_t résultant de S_1 , on obtient donc, comme limite des tensions totales, la droite $a_1 b_1 c_1$ et, par conséquent, $\tau_t + \tau_f$ comme maximum de fatigue, ainsi que :

$$k_t \geq \tau_t + \tau_f \tag{315}$$

Les considérations suivantes vont démontrer que la base de ce calcul n'est pas tout à fait juste. Dans la section extrême AB, déterminée par l'angle d'enroulement, la répartition

> =

D'après la formule 267, avec la valeur largement comptée $p = 0,35 d^2$, la force transmissible est :

$$P = \left(k_1 - 0,35 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} d^2 \quad (321)$$

Le travail transmissible Pv aura, d'après la formule 284, un maximum de valeur pour la vitesse de câble :

$$v' = \sqrt{\frac{k_1 g}{3 \cdot 0,35}} = \sqrt{\frac{223 \cdot 9,81}{1,05}} = 45,6 \text{ m.}$$

Il est de règle de ne pas dépasser la vitesse de 25 m de manière à rester, pour la transmission par câble en fil métallique, au-dessous de la vitesse susceptible de transmettre le maximum de force. Avec une transmission par courroie on va jusqu'à dépasser la vitesse la plus avantageuse, comme le montrent, par exemple, les courroies de la page 312.

Pour des poulies garnies, on peut poser $\mu = 0,25$, de sorte qu'avec $\omega = 2,8$:

$$\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} = \approx 0,5,$$

conséquemment :

$$P = \left(k_1 - 0,35 \frac{v^2}{g} \right) 0,5 d^2 = \left(\frac{k_1}{2} - 0,175 \frac{v^2}{g} \right) d^2 \quad (322)$$

où k_1 est déterminé par la formule 320 comme :

$$k_1 = \frac{S_1}{d^2} = \frac{i \frac{\pi}{4} \delta^2}{d^2} \tau_t,$$

ce qui paraît donner la base du calcul d'un câble.

En introduisant :

$$k_1 = 223 \text{ kg et } v = 25 \text{ m}$$

on obtient d'après la formule 322, pour la force à transmettre, la valeur moyenne :

$$P = \approx 100 d^2 \quad (323)$$

pour l'usage de laquelle on doit tenir compte des hypothèses qui ont servi à l'établir.

Dans le cas d'un petit écartement des poulies, on doit prendre P plus petit que la formule 323 l'indique et le réduire tant qu'il reste assez de hauteur de flèche ; la décision du constructeur doit, à cet égard, dépendre des conditions spéciales dans lesquelles il se trouve (voir aussi p. 318 et suivantes).

Pour des poulies non garnies, c'est-à-dire avec lesquelles le câble métallique porte immédiatement sur la fonte, μ est aussi plus petit. Quant à la grandeur qu'on doit lui donner en ce cas, dans la formule 321, l'auteur ne peut présenter aucun résultat digne de confiance, tant de ses propres expériences que de celles d'autres personnes¹.

Le travail transmis par le câble, conformément à la formule 323, atteint pour l'unité de vitesse (1 m) et pour le cercle correspondant à un centimètre de diamètre (c'est-à-dire pour $d = 1 \text{ cm}$).

¹ L'auteur a rendu compte, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 871 et suivantes, des expériences exécutées par Leloutre dans cette voie.

$$T_1 = \frac{100}{75} = \frac{3}{4} \text{ de cheval,}$$

en conséquence :

$$d^2 = \frac{3}{4} \frac{N}{v},$$

en admettant que N soit le nombre de chevaux de force à transmettre.

Si la transmission doit s'opérer au moyen d'une poulie pour laquelle $D = 200 d$, on trouve en se servant de la formule 323 :

$$75 N = P \frac{\pi D}{100} \frac{n}{60} = 100 d^2 \frac{\pi 200 d}{100} \frac{n}{60}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{45}{2\pi} \frac{N}{n}} \quad (324)$$

D'après la formule 278 la hauteur de flèche atteint, avec $2x$ d'écartement des deux points de suspension situés sur une horizontale,

$$y = p \frac{x^2}{2 S_1}$$

De là on tire pour $x = 50 \text{ m}$ et $S_1 = 223 d^2$:

$$y_1 = 0,35 d^2 \frac{50^2}{2 \cdot 223 d^2} = 1,962 \text{ m.}$$

Pour la partie tirée on a, en raison de $e^{u\omega} = 2$, d'après l'égalité 266 :

$$S_2 = 100 d^2 + 0,35 \frac{25^2}{9,81} d^2 = \approx 123 d^2,$$

et en supposant que l'on admette aussi un écartement de 100 m pour les points de suspension de cette partie du câble (en réalité l' x de la partie tirante diffère toujours un peu de celui de la partie tirée) :

$$y_2 = \frac{0,32 d^2}{2 \cdot 123 d^2} 50^2 = 3,557 \text{ m.}$$

La tension avec laquelle le câble doit être monté sur ses poulies est approximativement d'après la formule 282 :

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{P}{2} \frac{e^{u\omega} + 1}{e^{u\omega} - 1} + p \frac{v^2}{g} = 1,5 P + 0,35 \frac{25^2}{9,81} d^2$$

et d'après l'égalité 323 :

$$S_0 = \approx 173 d^2.$$

L'action de la tension du câble sur la flexion des axes de poulies, sur la charge des tourillons, etc., doit être évaluée d'une manière analogue à celle indiquée pour les courroies. Il convient d'ajouter l'influence, expliquée p. 333, des changements de température.

La hauteur de flèche à l'état de repos atteindrait alors, pour $x = 50 \text{ m}$:

$$y_0 = \frac{0,35 d^2 \cdot 50^2}{2 \cdot 173 d^2} = 2,529 \text{ m.}$$

y₂

En tenant compte de la remarque faite à propos de la formule 281 il est intéressant de vérifier jusqu'à quel point cette formule donne des résultats fautifs.

D'après la formule 280, les longueurs d'arcs des parties du câble en repos, tirante et tirée, abstraction faite des parties en contact avec les poulies, sont :

$$2 s_0 = 100 \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{2,529}{50} \right)^2 \right] = 100,170 \text{ m},$$

$$2 s_1 = 100 \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{1,962}{50} \right)^2 \right] = 100,103 \text{ »},$$

$$2 s_2 = 100 \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{3,557}{50} \right)^2 \right] = 100,337 \text{ »}.$$

Pour reporter ces étendues sur le câble à l'état de tension nulle, il est nécessaire de trouver les allongements moyens. Les tensions normales suscitées pour la section normale, introduite plus haut dans le calcul avec la valeur $0,42 \frac{\pi}{4} d^2$, s'obtiendront en divisant les tensions totales S_0, S_1, S_2 par $0,42 \frac{\pi}{4} d^2 = \infty \frac{1}{3} d^2$. Ainsi :

$$\tau_0 = \frac{S_0}{\frac{1}{3} d^2} = 3 \cdot 173 = 519 \text{ kg},$$

$$\tau_1 = \frac{S_1}{\frac{1}{3} d^2} = 3 \cdot 223 = 669 \text{ »},$$

$$\tau_2 = \frac{S_2}{\frac{1}{3} d^2} = 3 \cdot 123 = 369 \text{ »}.$$

Avec le coefficient d'extension $\alpha = \frac{1}{700\,000}$, on trouve les extensions suivantes :

$$\epsilon_0 = \frac{519}{700\,000} = 0,000\,741,$$

$$\epsilon_1 = \frac{669}{700\,000} = 0,000\,956,$$

$$\epsilon_2 = \frac{369}{700\,000} = 0,000\,527,$$

et les longueurs de câble à l'état de tension nulle sont par conséquent :

$$2 s_0' = \frac{100,170}{1,000\,741} = 100,100 \text{ m},$$

$$2 s_1' = \frac{100,103}{1,000\,956} = 100,007 \text{ »},$$

$$2 s_2' = \frac{100,337}{1,000\,527} = 100,284 \text{ »},$$

Il faut maintenant, pour monter le câble avec la tension nécessaire, que $2 s_0$ soit un peu plus petit que $s_1' + s_2'$. Les nombres qui précèdent donnent :

$$\begin{aligned} 2 s^0 &= 100,100 \\ s_1' + s_2' &= 100,145. \end{aligned}$$

Si la différence de $100,145 - 100,100 = 0,045 \text{ m} = 45 \text{ mm}$ paraissait plus considérable qu'il convient, on augmenterait la hauteur de flèche y_0 et l'on ferait de nouveau le calcul. Pour la décision finale à prendre il y a lieu en outre de tenir compte de ce qui suit.

Les différences de températures auxquelles est exposé un câble en service, ne dépassent chez nous que par exception 40° C .

A cette valeur correspond en nombre rond, pour un coefficient de dilatation par la chaleur égal à $\frac{1}{80000}$ un allongement proportionnel de $\frac{1}{2000}$, c'est-à-dire qu'une partie de câble de 100 m subirait, si rien ne s'opposait à sa dilatation, une variation de longueur de 50 mm , en se raccourcissant de 25 mm et en s'allongeant de 25 mm comparativement à la longueur qu'elle possède à une température moyenne. Il convient d'apporter à cette circonstance l'attention nécessaire lors du montage du câble et de l'établissement de la hauteur de flèche y_0 , ainsi que dans l'évaluation de la force transversale qui charge les axes des poulies.

La perte de vitesse due au glissement du câble sur les poulies et qui a été trouvée de $0,9$ à $1,6 \%$ pour une transmission par courroie (p. 299) atteint ici, d'après l'égalité 287, avec $\alpha = \frac{1}{700\,000}$ et $\varphi = 1,5$ (par estimation),

$$\psi = 1,5 \alpha \frac{S_1 - S_2}{f} = 1,5 \frac{100 d^2}{\frac{1}{3} d^2 700\,000} = 0,00064,$$

ce qui ferait $0,064 = \approx \frac{1}{16} \%$, c'est-à-dire beaucoup moins que la valeur correspondante applicable à la transmission par courroie. Il n'y a donc pas besoin de tenir compte de cette perte lors de la détermination du rapport de transmission.

b. CABLES DE CHANVRE.

a. Transmission à tension par allongement.

Pour le calcul des câbles de chanvre pour transmission, il est bon — encore à présent du moins — de partir de ce principe que pour une transmission horizontale ou peu inclinée et dans des conditions normales (écartement suffisant des poulies, variations modérées de la grandeur des forces à transmettre, gorges cunéiformes suivant la figure 249, p. 321), la force P transmissible au moyen d'un câble de diamètre d en centimètres peut s'évaluer, pour des vitesses allant à peu près à $v = 20 \text{ m}$, à :

$$\left. \begin{aligned} P &= 3 d^2 \text{ à } 4 d^2, & D &\geq 30 d \text{ et } \omega \geq 2,5 \\ P &= 5 d^2 \text{ à } 6 d^2, & D &\geq 50 d \text{ et } \omega \geq 3 \end{aligned} \right\} \quad (325)$$

en supposant que les câbles, faits avec du chanvre de très bonne qualité, soient suffisamment élastiques et épissés avec des soins tout particuliers, de manière à avoir partout la même grosseur.

Moins on donne de charge au câble, plus sa durée est grande, dans certaines limites déterminées non seulement par la fatigue imposée à la matière mais aussi par la perte de

travail résultant de la formule 287 et qui contribue à l'usure du câble ; cette perte grandit avec la charge de ce dernier. Les conditions sont ici analogues à celles qui existent pour les courroies.

Beaucoup de constructeurs dépassent notablement, pour la charge des courroies, les rapports 325, et il en résulte fréquemment une usure rapide des câbles — puisque l'élasticité du câble est d'autant moindre que la tension est plus grande (voir la note au bas de la page 80) — une flexion plus grande des arbres de poulies (à cause de l'effort transversal plus considérable que causent les tensions du câble), une tendance des tourillons à s'échauffer, surtout immédiatement après les fréquents raccourcissements nécessaires pour retendre le câble, une augmentation de la perte de travail causée par le frottement, etc.

Quand la distance des axes est petite, la charge du câble doit être peu considérable, de manière à permettre d'obtenir une hauteur de flèche encore efficace, lorsque l'élasticité ne suffit pas ; or, l'obtention de cette flèche — ainsi qu'on l'a déjà remarqué — exige une réduction de tension, absolument comme avec les courroies. Il en est à peu près de même quand la différence de hauteur entre les axes de deux poulies est importante, tant pour la raison ci-dessus que par suite de l'augmentation de tension du câble provenant du propre poids de ce dernier. Dans les deux cas, il semble indiqué de vérifier s'il n'y aurait pas lieu de se servir d'une transmission par câble à tension par charge.

Avec les valeurs de la formule 325, le câble transmet pour l'unité de vitesse (1 m) sur le cercle d'un centimètre (c'est-à-dire pour $d = 1$ cm) :

$$T_1 = \frac{3}{75} = \frac{1}{25} \text{ à } \frac{6}{75} = \frac{2}{25} = \frac{1}{12,5} \text{ chevaux de force,}$$

conséquemment :

$$d^2 = 12,5 \frac{N}{v} \text{ à } 25 \frac{N}{v},$$

et si l'on emploie ν câbles :

$$\nu d^2 = 12,5 \frac{N}{v} \text{ à } 25 \frac{N}{v} \quad (326)$$

D'après la formule 267, on a :

$$P = \left(S_1 - \rho \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{u\omega} - 1}{e^{u\omega}}$$

avec :

$$P = 4,5 d^2, \quad \rho = 0,075 d^2, \quad v = 20 \text{ m}$$

et si, en outre, en tenant compte de l'action de la forme en coin des gorges (fig. 249, p. 321, voir aussi p. 268), on pose :

$$\frac{e^{u\omega} - 1}{e^{u\omega}} = \frac{1}{2}$$

on obtient :

$$\frac{4}{5} d^2 = \left(S_1 - 0,075 \frac{20^2}{9,81} d^2 \right) 0,5,$$

$$S_1 = \infty 12 d^2.$$

Le travail Pv que l'on peut transmettre avec un câble donné sera, d'après la formule 284, maximum pour la vitesse :

$$\begin{aligned} 2 s^0 &= 100,100 \\ s_1' + s_2' &= 100,145. \end{aligned}$$

Si la différence de $100,145 - 100,100 = 0,045 \text{ m} = 45 \text{ mm}$ paraissait plus considérable qu'il convient, on augmenterait la hauteur de flèche y_0 et l'on ferait de nouveau le calcul. Pour la décision finale à prendre il y a lieu en outre de tenir compte de ce qui suit.

Les différences de températures auxquelles est exposé un câble en service, ne dépassent chez nous que par exception 40° C .

A cette valeur correspond en nombre rond, pour un coefficient de dilatation par la chaleur égal à $\frac{1}{80000}$ un allongement proportionnel de $\frac{1}{2000}$, c'est-à-dire qu'une partie de câble de 100 m subirait, si rien ne s'opposait à sa dilatation, une variation de longueur de 50 mm , en se raccourcissant de 25 mm et en s'allongeant de 25 mm comparativement à la longueur qu'elle possède à une température moyenne. Il convient d'apporter à cette circonstance l'attention nécessaire lors du montage du câble et de l'établissement de la hauteur de flèche y_0 , ainsi que dans l'évaluation de la force transversale qui charge les axes des poulies.

La perte de vitesse due au glissement du câble sur les poulies et qui a été trouvée de $0,9$ à $1,6 \%$ pour une transmission par courroie (p. 299) atteint ici, d'après l'égalité 287, avec $\alpha = \frac{1}{700\,000}$ et $\varphi = 1,5$ (par estimation),

$$\psi = 1,5 \alpha \frac{S_1 - S_2}{f} = 1,5 \frac{100 d^2}{\frac{1}{3} d^2 700\,000} = 0,00064,$$

ce qui ferait $0,064 = \approx 1/16 \%$, c'est-à-dire beaucoup moins que la valeur correspondante applicable à la transmission par courroie. Il n'y a donc pas besoin de tenir compte de cette perte lors de la détermination du rapport de transmission.

b. CABLES DE CHANVRE.

α. Transmission à tension par allongement.

Pour le calcul des câbles de chanvre pour transmission, il est bon — encore à présent du moins — de partir de ce principe que pour une transmission horizontale ou peu inclinée et dans des conditions normales (écartement suffisant des poulies, variations modérées de la grandeur des forces à transmettre, gorges cunéiformes suivant la figure 249, p. 321), la force P transmissible au moyen d'un câble de diamètre d en centimètres peut s'évaluer, pour des vitesses allant à peu près à $v = 20 \text{ m}$, à :

$$\left. \begin{aligned} P &= 3 d^2 \text{ à } 4 d^2, & D &\geq 30 d \text{ et } \omega \geq 2,5 \\ P &= 5 d^2 \text{ à } 6 d^2, & D &\geq 50 d \text{ et } \omega \geq 3 \end{aligned} \right\} \quad (325)$$

en supposant que les câbles, faits avec du chanvre de très bonne qualité, soient suffisamment élastiques et épissés avec des soins tout particuliers, de manière à avoir partout la même grosseur.

Moins on donne de charge au câble, plus sa durée est grande, dans certaines limites déterminées non seulement par la fatigue imposée à la matière mais aussi par la perte de

C'est dans le grand nombre des câbles que réside le principal avantage des transmissions par câble de chanvre à tension par allongement (avec un câble particulier pour chaque paire de gorges) ; la rupture ou l'allongement exagéré d'un câble ne causent aucune interruption du service, comme tel est généralement le cas avec une commande par câble en fil métallique ou par courroie. Pour ce qui concerne la transmission par câble de chanvre à tension par charge, voir les pages 322 et suivantes.

La perte de vitesse résultant du glissement du câble sur les poulies s'obtient d'après la formule 287, avec $\alpha = \frac{1}{5000}$ (rapporté à la section $\frac{\pi}{4} d^2$) et $\varphi = 1,25$ (par estimation) pour $P = 5 d^2$.

$$\psi = 1,25 \frac{5}{5000} = 0,00125 = 0,125 \text{ ‰} = \frac{1}{8} \text{ ‰}.$$

La force transversale que les câbles exercent sur l'arbre doit être évaluée d'une manière analogue à celle employée pour les courroies (voir formule 302). La tendance plus ou moins justifiée des monteurs à donner aux câbles, au début, une tension exagérée, ne doit pas être perdue de vue parce qu'elle occasionne une flexion et une fatigue excessive des arbres et des bras de poulies, des échauffements de tourillons, coussinets, etc. Si l'on veut déterminer les dimensions des poulies, arbres, tourillons, etc., on fera bien d'admettre que cette force transversale peut s'élever pour des câbles *nouvellement* montés, à $40 d^2$ par câble et même au delà. Après les remarques faites plus haut, il est inutile d'insister sur les importantes pertes de travail mécanique qu'une augmentation d'effort transversal entraîne, par suite du frottement des arbres dans les coussinets.

β. Commande à tension par charge.

Avec la disposition, précédemment reconnue avantageuse (après chaque enroulement sur la poulie commandée, le câble revient sur la poulie de commande, voir p. 325), on peut mesurer la charge des câbles d'une manière analogue à celle employée pour la transmission à tension par allongement, pour laquelle nous avons donné la formule 325 ; mais les coefficients numériques doivent être, toutes conditions égales, augmentés d'environ un quart.

La forge de Wülfel près Hanovre, compte, pour ses transmissions par câbles de chanvre, avec tension par charge :

$$P = 5 d^2,$$

elle adopte $30 d$ pour le diamètre des poulies guides et tendeuses, avec au moins 30 à $40 d$ pour celui des poulies de transmission ; les gorges de ces dernières sont cunéiformes (fig. 249), avec $\text{tg } \beta = \approx 0,4$.

C. CABLES DE COTON.

On peut calculer la force transmissible P , pour les transmissions, d'après les rapports de la formule 325. Pour les ponts roulants, dont le calcul est basé sur la plus forte charge, on peut aller notablement plus haut, parce que, généralement, ces appareils ont rarement à élever le maximum de charge et ne fonctionnent pas continuellement. On peut aller facilement, dans ce cas, à :

$$P_{max} = 9 d^2, \quad D \geq 30 d,$$

de manière à pouvoir transmettre, avec le maximum de vitesse usuel de 25^m et le diamètre ordinaire de câble de 16^{mm} :

$$\frac{9 \cdot 1,6^2 \cdot 25}{75} = 8 \text{ chevaux en nombre rond,}$$

si, comme nous l'avons déjà remarqué, le calcul est basé sur l'élévation peu fréquente du maximum de charge.

La perte de vitesse résultant du glissement du câble en coton sur les poulies est notablement plus considérable que celle des câbles de chanvre, à cause de la valeur plus grande de α .

4. Construction des poulies de transmission par câbles.

On doit appliquer à ces poulies ce qui a été indiqué pour les roues d'engrenage p. 240, au sujet de la *loi sur les accidents*.

Les gorges des poulies pour *câbles métalliques* sont ordinairement remplies d'une matière élastique. La figure 118, pl. 11, montre une poulie à câble dont la garniture est en gutta-percha. Cette poulie est fondue en deux pièces assemblées de la manière décrite pour les roues d'engrenages. Beaucoup de constructeurs préfèrent, à la forme des gorges du type A, fig. 118, celle du type B, parce que le câble, dans ses oscillations latérales, monte facilement sur les bords de la cavité A et les détériore.

La figure 119, pl. 11, représente une poulie à deux gorges comme celles employées sur une transmission établie conformément à la figure 246, p. 319. La jante et le moyen sont en fonte ; les bras sont faits avec du fer rond et pris, lors de la coulée, dans les deux parties mentionnées ci-dessus.

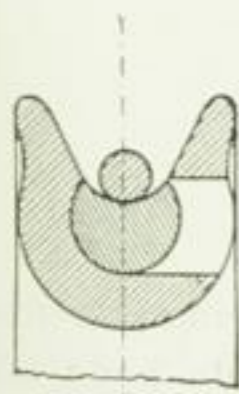


Fig. 253.

La figure 253 donne la section d'une poulie à câble avec garniture en cuir ; on peut employer, pour faire cette dernière, de vieilles courroies ou des matières du même genre. Le trou latéral sert à introduire les disques en cuir, mais on peut s'en passer en donnant une forme convenable aux morceaux de cuir, que l'on introduit en biais dans la gorge et que l'on redresse ensuite en les battant avec un repoussoir. On termine en introduisant un coin en bois enduit de colle forte. La garniture en cuir semble être celle qui a donné les meilleurs résultats. (Au sujet du

choix de la forme des gorges, voir la remarque relative à la figure 118, pl. 11).

Heckel, à St. Johann-Saarbrücken (brevet allemand n° 13412), dispose la garniture en cuir de la manière indiquée par les figures 254 et 255 : les morceaux de cuir profilés et juxtaposés ne sont pas, comme dans le cas de la figure 253, ou de la figure 118, pl. 11, maintenus en vertu de leur forme en queue d'aronde, mais par une cordelette en fil métallique. On peut, par conséquent, les introduire du dehors, dans une direction radiale. De temps en temps on emploie aussi le bois comme garniture ; ses fibres doivent alors, autant que possible, être placées dans le sens des rayons. On peut introduire les morceaux de bois par une ouverture ménagée en un point de la jante, et ordinairement fermée au moyen d'une pièce fixée par des vis.

Quelquefois aussi on emploie des poulies dont les gorges, sans garniture, peuvent recevoir à peu près la forme indiquée fig. 250, p. 321.

Dans tous les cas, qu'elles aient ou non une garniture, les gorges doivent être tour-

nées. On doit veiller avec une attention toute spéciale à ce que le plan médian des poulies soit perpendiculaire à leur axe.

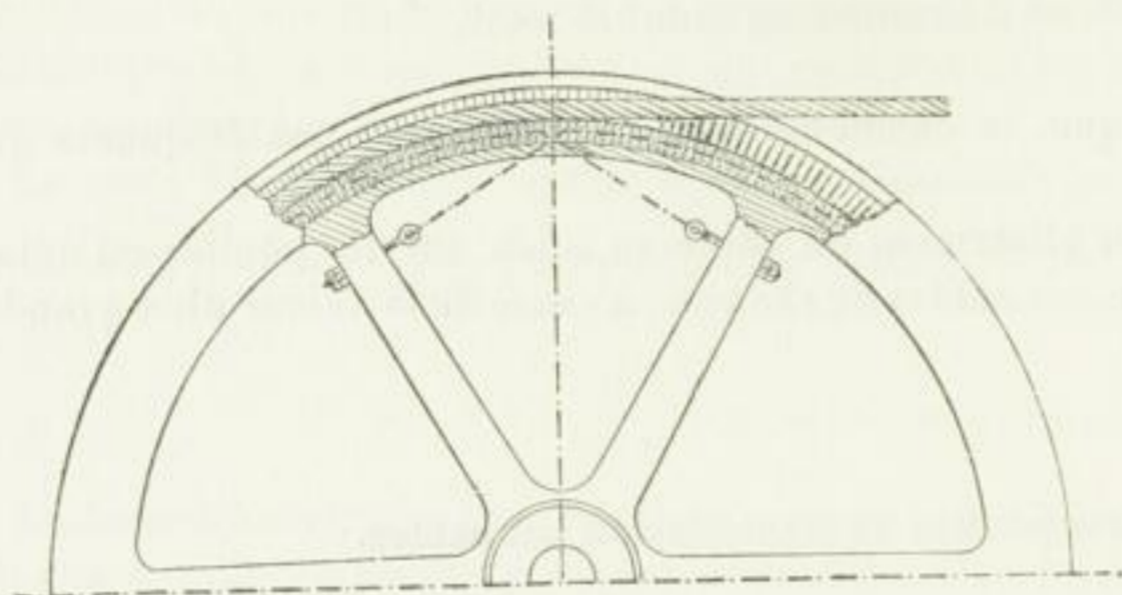


Fig. 254.

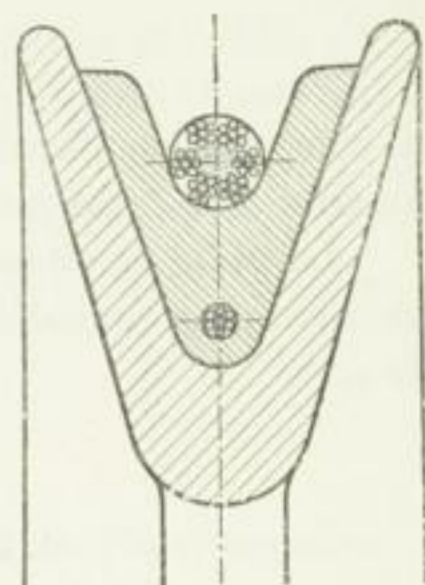


Fig. 255.

La figure 249, p. 321, montre la section usuelle d'une poulie pour câble de chanvre. La tangente de l'angle β de la rainure cunéiforme atteint $8/20$ à $9/20$, elle est donc assez grande pour que le câble puisse, sans aucune dépense de force, quitter la poulie à l'endroit où il s'en sépare. Le coefficient de frottement μ , entre le chanvre et la fonte éprouvée, par ce moyen et d'après la formule 256, un accroissement dans la proportion de :

$$\mu : \frac{\mu}{\sin \beta + \mu \cos \beta},$$

c'est-à-dire que pour le cas de $\operatorname{tg} \beta = \frac{9}{20}$.

$$\mu : \frac{\mu}{0,41 + \mu 0,91}$$

et avec $\mu = 0,2$:

$$1 : 1,7.$$

La forme en coin de la gorge a d'ailleurs l'inconvénient de rendre peu exacte la distance du câble à l'axe des poulies ; la différence est toutefois peu importante pour des câbles bien épissés, environ $\frac{d}{10}$ ou avec $D = 60 d$, $\frac{D}{600}$ sur le rayon, c'est-à-dire, en nombre rond, $\frac{1}{3} \%$.

Les surfaces des gorges doivent être finies avec des soins tout particuliers et être de grandeur exactement égale ; aussi, dans beaucoup d'ateliers, sont-elles tournées d'abord puis fraisées.

On peut voir, sur la figure 250, une gorge dans laquelle le câble porte à fond, ce qui le maintient dans sa forme ronde ; mais, par contre, le frottement entre le câble et la gorge est bien inférieur alors à ce qu'il est dans le cas de la figure 249. Il faut, par suite, en supposant la transmission d'une force égale, que le câble soit *plus tendu*. L'avantage de ménager le câble, avantage fondé sur ce que probablement tous les axes de ce câble conservent plus sûrement les mêmes distances, par rapport aux axes des poulies, qu'avec l'autre disposition, contrebalance-t-il l'inconvénient d'une tension plus grande ; c'est ce que, seule, l'expérience pouvait décider. Elle s'est prononcée pour le mode de construction indiqué figure 249.

Les poulies de commande des câbles de coton reçoivent des gorges comme celle de la

de manière à pouvoir transmettre, avec le maximum de vitesse usuel de 25^m et le diamètre ordinaire de câble de 16^{mm} :

$$\frac{9 \cdot 1,6^2 \cdot 25}{75} = 8 \text{ chevaux en nombre rond,}$$

si, comme nous l'avons déjà remarqué, le calcul est basé sur l'élévation peu fréquente du maximum de charge.

La perte de vitesse résultant du glissement du câble en coton sur les poulies est notablement plus considérable que celle des câbles de chanvre, à cause de la valeur plus grande de α .

4. Construction des poulies de transmission par câbles.

On doit appliquer à ces poulies ce qui a été indiqué pour les roues d'engrenage p. 240, au sujet de la *loi sur les accidents*.

Les gorges des poulies pour *câbles métalliques* sont ordinairement remplies d'une matière élastique. La figure 118, pl. 11, montre une poulie à câble dont la garniture est en gutta-percha. Cette poulie est fondue en deux pièces assemblées de la manière décrite pour les roues d'engrenages. Beaucoup de constructeurs préfèrent, à la forme des gorges du type A, fig. 118, celle du type B, parce que le câble, dans ses oscillations latérales, monte facilement sur les bords de la cavité A et les détériore.

La figure 119, pl. 11, représente une poulie à deux gorges comme celles employées sur une transmission établie conformément à la figure 246, p. 319. La jante et le moyen sont en fonte ; les bras sont faits avec du fer rond et pris, lors de la coulée, dans les deux parties mentionnées ci-dessus.

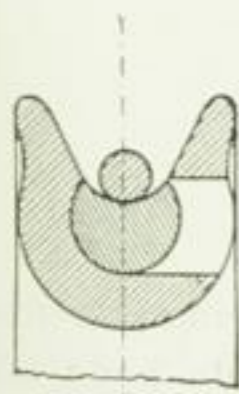


Fig. 253.

La figure 253 donne la section d'une poulie à câble avec garniture en cuir ; on peut employer, pour faire cette dernière, de vieilles courroies ou des matières du même genre. Le trou latéral sert à introduire les disques en cuir, mais on peut s'en passer en donnant une forme convenable aux morceaux de cuir, que l'on introduit en biais dans la gorge et que l'on redresse ensuite en les battant avec un repoussoir. On termine en introduisant un coin en bois enduit de colle forte. La garniture en cuir semble être celle qui a donné les meilleurs résultats. (Au sujet du

choix de la forme des gorges, voir la remarque relative à la figure 118, pl. 11).

Heckel, à St. Johann-Saarbrücken (brevet allemand n° 13412), dispose la garniture en cuir de la manière indiquée par les figures 254 et 255 : les morceaux de cuir profilés et juxtaposés ne sont pas, comme dans le cas de la figure 253, ou de la figure 118, pl. 11, maintenus en vertu de leur forme en queue d'aronde, mais par une cordelette en fil métallique. On peut, par conséquent, les introduire du dehors, dans une direction radiale. De temps en temps on emploie aussi le bois comme garniture ; ses fibres doivent alors, autant que possible, être placées dans le sens des rayons. On peut introduire les morceaux de bois par une ouverture ménagée en un point de la jante, et ordinairement fermée au moyen d'une pièce fixée par des vis.

Quelquefois aussi on emploie des poulies dont les gorges, sans garniture, peuvent recevoir à peu près la forme indiquée fig. 250, p. 321.

Dans tous les cas, qu'elles aient ou non une garniture, les gorges doivent être tour-

que le nombre des bras ne soit pas relativement grand, ce qui implique une faible longueur libre des diverses parties de la jante. A ce point de vue le mode d'assemblage de la jante indiqué figure 120, pl. 9, ne semble pas devoir être recommandé pour des poulies à très grande vitesse.

Les poulies à câbles à marche rapide doivent, comme les poulies à courroies dont la marche est également rapide, être bien équilibrées, c'est-à-dire que les masses doivent être réparties sur elles de manière qu'il ne se produise pas, en service, des effets de fronde. Ces poulies doivent, en outre, tourner parfaitement rond.

Si les poulies sont destinées à subir l'action d'un frein, il peut quelquefois se produire un fort échauffement de leur jante. La dilatation qui en résulte a pour conséquence des tensions supplémentaires dans les bras, et l'on doit tenir compte de ces tensions dans les projets de poulies ou de roues.

tient compte dans une mesure satisfaisante de la fatigue résultant de l'inertie. Une poulie de ce système, employée dans une tréfilerie, est représentée figure 148, pl. 24 ; elle a 7600 mm de diamètre et 1520 mm de largeur totale des deux moitiés de poulie dont chacune possède 16 bras ; diamètre du moyeu 2600 mm. Le nombre des tours doit atteindre 135, ce qui correspond à une vitesse circonférentielle de :

$$\frac{7,6 \pi \cdot 135}{60} = 53,7 \text{ m.}$$

CHAPITRE IV

AUTRES ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR LE MOUVEMENT DE ROTATION

A. TOURILLONS

Les tourillons sont des solides tournants qui, entourés de solides creux de forme correspondante et appelés *paliers*, *boîtes* ou *moyeux*, permettent la rotation sur place de la partie de machine à laquelle les premiers ou les derniers de ces éléments appartiennent. Il y a lieu dans ce cas à un appui réciproque du tourillon et du palier entre eux. Suivant la direction de la pression qui existe entre le tourillon et son palier, et que l'on appelle pression du tourillon, on distingue des *tourillons* proprement dits et des *pivots*. Si la direction de la pression du tourillon coïncide avec l'axe de rotation, le tourillon s'appelle un pivot. Si la pression du tourillon coupe l'axe perpendiculairement, le tourillon est dit porteur. En réalité la pression résultante du tourillon n'a fréquemment pas qu'une seule des directions désignées ci-dessus, et, le plus souvent, il existe une composante parallèle et une autre perpendiculaire à l'axe de rotation, de façon que le tourillon agit simultanément comme pivot et comme tourillon porteur. Si la première force latérale décide surtout la forme à donner au tourillon et à son palier, on a affaire, malgré la présence de la seconde force, à un pivot et une crapaudine, dans le cas contraire il s'agit d'un tourillon porteur et d'un palier. On désigne aussi un tourillon porteur sous les noms de tourillon *frontal* ou de tourillon à *collets*, selon qu'il forme ou non l'extrémité d'un arbre.

I. Frottement des tourillons.

Les calculs suivants, dont la base essentielle a été fournie par *Reye*, il y a déjà 40 ans¹, paraissent entachés, particulièrement au point de vue des hypothèses usuelles relatives au coefficient de frottement, d'un défaut très important. Si nous les avons repro-

¹ *Civilingenieur*, 1860, p. 295 et suivantes.

duits, c'est surtout parce que leurs résultats — si limités qu'ils soient — donnent un aperçu de relations auxquelles — maintenant du moins — on ne peut arriver d'aucune autre manière.

1. Pivots.

Sur la figure 260 :

A PB désignent la ligne méridienne du pivot, tracée sur le système rectangulaire de coordonnées XY,

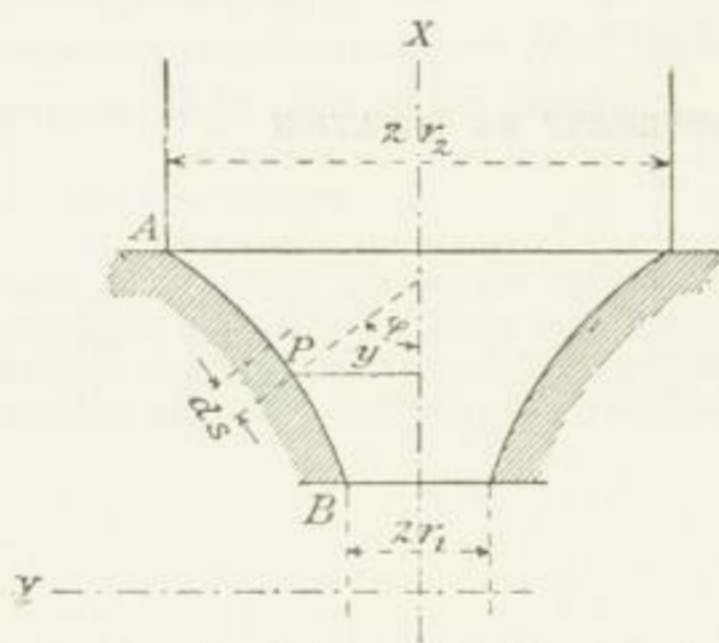


Fig. 260.

P est la pression du pivot dans la direction de ce pivot et de haut en bas, c'est-à-dire que cette pression agit dans la direction de x négatif,

p la pression entre le pivot et sa crapaudine, sur l'élément quelconque de surface dS déterminé par x et $y = 2\pi y ds$,

φ l'angle que la normale à l'élément de surface considéré $2\pi y ds$ fait avec l'axe,

ω la vitesse angulaire du pivot,

μ le coefficient de frottement considéré comme indépendant de p et de la vitesse¹,

M le moment nécessaire pour vaincre le frottement du pivot,

T le travail de frottement par seconde.

On a :

$$P = 2\pi \int y p \cos \varphi ds \quad (328)$$

$$M = 2\pi \mu \int y^2 p ds \quad (329)$$

$$T = 2\pi \mu \omega \int y^2 p ds \quad (330)$$

Pour pouvoir effectuer l'intégration, il faut connaître la loi suivant laquelle la pression du pivot se répartit sur les surfaces de contact. Or, à cet égard, nous sommes réduits à des hypothèses. La supposition la plus simple est p constant. Elle peut quelquefois conduire à des résultats utiles, mais non pas pour un pivot animé d'un mouvement de rotation prolongé et qui s'use, ainsi que sa crapaudine, de façon que les formes des deux pièces ne cessent de se correspondre. Dans ce cas (et il est le plus important), la répartition de la pression semble dépendre de la loi suivant laquelle l'usure s'effectue.

Le travail de frottement :

$$p dS \mu y \omega = p y \mu \omega dS$$

sur l'élément de surface dS est employé, pour une part, à produire l'usure en cet endroit, tandis que pour une autre part il se transforme en chaleur. Si nous supposons que le

¹ Au sujet de l'influence de la pression et de la vitesse sur le coefficient de frottement, voir p. 353, à 354 et p. 359 et suivantes. Voir aussi l'appendice.

rapport de ces deux parties ait la même valeur sur tous les éléments de surface, et si nous admettons, en outre, que le rapport entre l'usure du pivot et celle de la crapaudine soit le même sur tous les éléments de surface, nous pouvons conclure que l'usure normale, c'est-à-dire l'usure u_n , mesurée perpendiculairement à dS est, sur chaque élément de surface, proportionnelle au produit $p y$, à peu près comme :

$$u_n = \alpha p y$$

égalité dans laquelle α est une constante¹. Or, comme le contact intime de tous les points de la crapaudine avec tous les points du pivot — abstraction faite de la couche très mince de matière lubrifiante qui sépare ces deux pièces — doit produire une usure égale, dans le sens de la pression du pivot, sur tous les éléments de surface, il résulte de là que $\frac{u_n}{\cos \varphi}$ doit être posé égal à une constante. Appelons celle-ci β , nous devons avoir :

$$\begin{aligned} \frac{\alpha p y}{\cos \varphi} &= \beta, \\ \frac{p y}{\cos \varphi} &= \frac{\beta}{\alpha} = u \end{aligned} \quad (331)$$

De là nous tirerons ensuite :

$$P = 2 \pi u \int \cos^2 \varphi d s = 2 \pi u \int \cos \varphi d y,$$

$$M = 2 \pi \mu u \int y \cos \varphi d s = 2 \pi \mu u \int y d y = \pi \mu u (r_2^2 - r_1^2),$$

$$T = 2 \pi \mu u \omega \int y \cos \varphi d s = 2 \pi \mu u \omega \int y d y = \pi \mu u \omega (r_2^2 - r_1^2).$$

a. PIVOT PLAN.

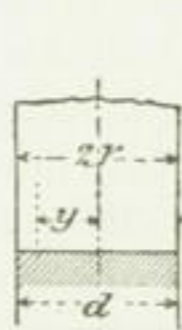


Fig. 261.

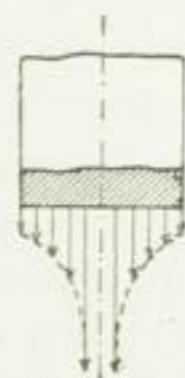


Fig. 262.

La première des trois dernières égalités donne, avec $\varphi = 0$:

$$P = 2 \pi u \int_0^r d y = 2 \pi u r,$$

d'où :

$$u = \frac{P}{2 \pi r},$$

et, par suite, d'après la formule 331 :

$$p = \frac{u \cos \varphi}{y} = \frac{P}{2 \pi r y}; \quad (332)$$

¹ Voir à ce sujet Graskof, *Theoretische Maschinenlehre*, tome II, p. 248.

puis :

$$M = \pi \mu \frac{P}{2 \pi r} r^2 = \frac{1}{2} \mu P r \quad (333)$$

$$T = \frac{1}{2} \mu P r \omega \quad (334)$$

La loi suivant laquelle la pression par unité de surface se répartit sur la surface du pivot, sur la base de la formule 332, fournit l'hyperbole équilatère $p y = \frac{P}{2 \pi r}$ pour laquelle l'axe du pivot est une asymptote. La figure 262 fait reconnaître nettement cette variabilité de p . La pression p est, d'après cela, d'autant plus grande pour un seul et même pivot, que l'élément de surface considéré du pivot ou de la crapaudine est plus rapproché de l'axe ou, ce qui revient au même, que l'élément considéré de surface du pivot se meut avec une vitesse moindre. Sa grandeur est infinie pour $y = 0$. A la rigueur cela n'aurait lieu que pour un point, mais en réalité ce résultat est modifié par la souplesse de la matière qui, au point $y = 0$, c'est-à-dire à l'axe, s'écarte et s'use latéralement, bien avant que p puisse devenir infini. Cependant p peut atteindre une valeur assez grande, en cet endroit, pour que la matière lubrifiante ne puisse s'y maintenir. Il est très avantageux, pour cette raison, de remplacer les éléments de surface du milieu par un trou servant à introduire la matière lubrifiante par le centre et cette disposition est reconnue nécessaire pour les pivots lourdement chargés. De ce fait résulte la difficulté de l'adduction de l'huile pour les pivots de ce genre, cette adduction ne peut se faire avec succès que de l'intérieur à l'extérieur, et l'on doit donner aux conduits par où arrive l'huile une profondeur et une largeur suffisante, en supposant que l'on n'ait pas recours au procédé consistant à envoyer, par pression, l'huile aux surfaces glissantes. De l'emploi de conduits de graissage plus larges résulte une perte assez importante de surface d'appui et, d'autre part, les progrès de l'usure réduisent la section et, conséquemment, l'efficacité des rainures. Le procédé consistant à fournir l'huile avec la pression convenable n'est pas toujours facile à employer. En conséquence, il y a lieu de veiller à réduire le plus possible la charge du pivot ; mais les circonstances ne permettent malheureusement pas souvent de le faire.

Les expériences d'usure organisées par l'auteur (1885), au moyen de solides tournant autour d'un axe et glissant sur un plateau en fonte ont montré que, même si l'on introduit de l'émeri par un trou percé au milieu du corps expérimenté, ce sont surtout les éléments de surface les plus éloignés de l'axe qui s'usent les premiers. La surface primitivement plane du plateau se bombe, d'une manière peu importante d'ailleurs. A mesure que ce changement de forme s'accroît, la pression diminue vers l'extérieur et augmente vers l'intérieur, ce qui, finalement, a pour conséquence une augmentation de l'usure des éléments intérieurs de la surface, et ainsi de suite, alternativement. Il semble, d'après cela, qu'un pivot ayant tourné longtemps en s'usant présente, quand on vérifie sa forme primitive, une altération résultant de nombreuses usures qui se sont produites en allant alternativement tantôt de l'extérieur à l'intérieur et de l'intérieur à l'extérieur. La considération suivante conduit aussi à la même conclusion. Figurons-nous le tourillon à l'état de *neuf*, sa pression se répartit d'autant plus *uniformément* sur la surface de la crapaudine que les surfaces de contact s'accordent mieux entre elles. Avec la mise en train de ce pivot, parfaitement ajusté, commence l'usure qui, avec l'uniformité approximative de p , doit être d'autant plus importante que y est plus grand : la surface du bout du pivot, primitivement plane, devient bombée et la pression à l'unité de surface diminue vers l'extérieur et augmente vers l'intérieur. L'usure commence alors à se produire à l'intérieur, la pression redevient plus

forte vers l'extérieur et ainsi de suite. Si la charge est assez réduite pour qu'il reste sur tous les points, entre la surface glissante du bout du pivot et celle du plateau de la crapaudine, une couche d'huile assez épaisse, la forme primitive peut certainement se conserver assez bien pour que l'on n'ait pas à admettre une semblable usure progressant alternativement de l'extérieur vers l'intérieur et de l'intérieur vers l'extérieur.

b. PIVOT PLAN ANNULAIRE.

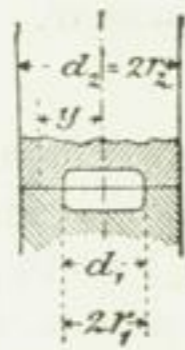


Fig. 263.

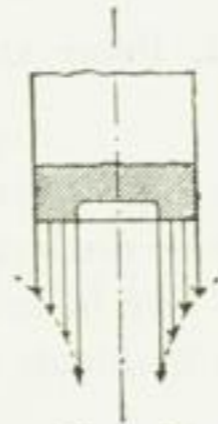


Fig. 264.

Avec $\varphi = 0$ on trouve :

$$P = 2 \pi u \int_{r_1}^{r_2} dy = 2 \pi u (r_2 - r_1),$$

$$p = \frac{P}{2 \pi (r_2 - r_1) y}, \tag{335}$$

$$M = \frac{1}{2} P u (r_2 + r_1), \tag{336}$$

$$T = \frac{1}{2} P u (r_2 + r_1) \omega \tag{337}$$

Comme le minimum de valeur de y égale r_1 , la plus grande pression résultante, à la distante r_1 , est :

$$p_{max} = \frac{P}{2 \pi (r_2 - r_1) r_1},$$

comparativement à $p_{max} = \infty$ que donne un pivot plein, figure 261. La variabilité de p ressort de la figure 264.

c. PIVOT CONIQUE.

Avec $\varphi = 90^\circ - \alpha$ on a :

$$P = 2 \pi u \sin \alpha \int_{r_1}^{r_2} dy = 2 \pi u (r_2 - r_1) \sin \alpha,$$

d'où :

$$u = \frac{P}{2 \pi (r_2 - r_1) \sin \alpha},$$

$$p = \frac{P}{2 \pi (r_2 - r_1) y}, \tag{338}$$

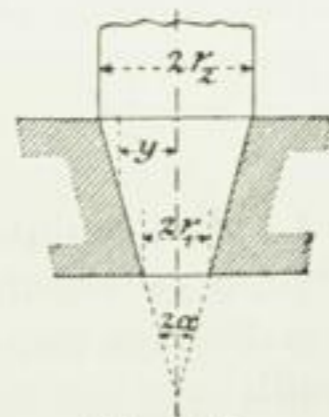


Fig. 265.

$$M = \pi \mu \frac{P}{2 \pi (r_2 - r_1) \sin \alpha} (r_2^2 - r_1^2),$$

$$M = \frac{1}{2} \frac{P \mu}{\sin \alpha} (r_2 + r_1) \quad (339)$$

$$T = \frac{1}{2} \frac{P \mu}{\sin \alpha} (r_2 + r_1) \omega \quad (340)$$

d. PIVOT CONIQUE A PLAN DE GLISSEMENT.

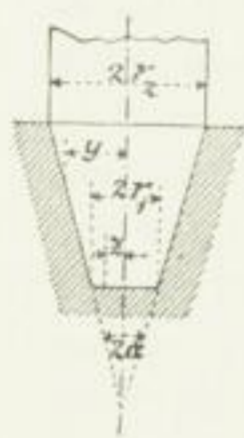


Fig. 266.

Ici la pression P du pivot se répartit sur la surface conique et la surface plane du bout. Sur la première de ces surfaces s'exerce la pression P_1 , sur la seconde la pression $P_2 = P - P_1$; Si M_1 et M_2 et T_1 et T_2 sont les moments et les travaux correspondants, on obtient :

$$T_1 = \frac{1}{2} \frac{P_1 \mu}{\sin \alpha} (r_2 + r_1) \omega \text{ et } T_2 = \frac{1}{2} P_2 \mu r_1 \omega.$$

Ces travaux sont proportionnels aux quantités de matière qu'ils détachent. Ainsi :

$$T_1 : T_2 = \pi (r_2^2 - r_1^2) x : \pi r_1^2 x = (r_2^2 - r_1^2) : r_1^2,$$

si x désigne l'usure dans le sens de l'axe du pivot. On a donc :

$$\frac{P_1 (r_2 + r_1)}{\sin \alpha} : P_2 r_1 = (r_2^2 - r_1^2) : r_1^2, \quad \frac{P_1}{\sin \alpha} : P_2 = (r_2 - r_1) : r_1,$$

$$P_1 = P \frac{(r_2 - r_1) \sin \alpha}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha}, \quad P_2 = P \frac{r_1}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha},$$

la pression par unité de surface à la distance y :

$$p_1 = \frac{P \sin \alpha}{2 \pi [r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha] y}, \quad (341)$$

et celle à la distance z :

$$p_2 = \frac{P}{2 \pi [r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha] z}, \quad (342)$$

$$M = M_1 + M_2 = \frac{1}{2} P \mu \left[\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} + \frac{r_1^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} \right],$$

$$M = \frac{1}{2} P \mu \frac{r_2^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} \quad (343)$$

$$T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} P \mu \frac{r_2^2}{r_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha} \omega \quad (344)$$

Le pivot conique, ayant à son extrémité une surface plane qui porte une partie de la charge, a sa raison d'être quand des forces latérales sont en jeu en sus de la pression axiale. Dans ce cas, le bout du pivot n'est ordinairement pas absolument plat, mais un peu arrondi.

e. PIVOT SPHÉRIQUE.

De $dy = d(r \sin \varphi) = r \cos \varphi d\varphi$ on déduit :

$$P = 2\pi u r \int_0^{\varphi_1} \cos^2 \varphi d\varphi = \pi u r \frac{2\varphi_1 + \sin 2\varphi_1}{2},$$

$$u = \frac{2P}{\pi r (2\varphi_1 + \sin 2\varphi_1)},$$

$$p = \frac{2P \cos \varphi}{\pi r (2\varphi_1 + \sin 2\varphi_1) r \sin \varphi} = \frac{P \operatorname{ctg} \varphi}{\pi r^2 (\varphi_1 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_1)} \quad (345)$$

$$M = P \mu r \frac{\sin^2 \varphi_1}{\varphi_1 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_1} \quad (346)$$

$$T = P \mu r \frac{\sin^2 \varphi_1}{\varphi_1 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_1} \omega \quad (347)$$

De là, pour les valeurs particulières :

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{4},$$

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$$

résulte :

$$M = \frac{2}{\pi + 2} P \mu r,$$

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu r.$$

Si l'on compare le dernier de ces moments à la valeur fournie par la formule 333 pour le pivot plan, on obtient la relation :

$$\frac{2}{\pi} : \frac{1}{2} = 4 : \pi = 1,27 : 1,$$

soit, par conséquent, pour le pivot sphérique à demi-sphère bien enveloppée, environ 27 % de plus que pour le pivot plan.

La formule 345 fournit pour l'élément de surface situé sur l'axe, et à cause de $\varphi = 0$, la pression = ∞ , tout à fait comme la formule 332 le fait pour le pivot plan. Avec une demi-sphère bien enveloppée la pression diminue jusqu'à zéro pour l'élément de périphérie :

$$\left(\varphi = \frac{\pi}{2} \right).$$

Cela donne à la matière lubrifiante plus de facilité de pénétrer, à partir de ce point jusqu'à une certaine distance, plus ou moins limitée suivant la charge, entre les surfaces de contact. Cependant, il est avantageux, dans ce cas aussi, d'introduire la matière lubrifiante par le milieu. Au sujet de la *sécurité du graissage en service*, il y a lieu d'appliquer, en substance, la remarque faite plus haut, sous le titre *a*.

Le tourillon sphérique garantit convenablement le pivot de l'action des forces latérales que l'on doit presque toujours considérer comme existantes ou sujettes à se produire accidentellement. Si le pivot plan doit rendre le même service, il faut aussi qu'une partie de sa périphérie soit enveloppée par la crapaudine. Si, dans ce cas, il se produit de l'usure, il en résulte nécessairement un jeu dans une direction radiale, quand la périphérie du pivot est

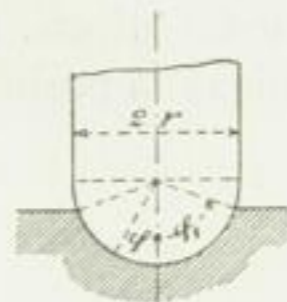


Fig. 267.

81

de forme cylindrique — l'inconvénient est moindre pour un pivot conique —. Si les forces latérales agissent dans des directions variables, le jeu que prend le pivot donne lieu à des inconvénients. Dans des conditions de ce genre, l'emploi de la forme sphérique assure mieux la position du pivot.

2. Tourillons.

Traçons le tourillon considéré figure 268 sur une système rectangulaire de coordonnées de façon que l'axe de rotation coïncide avec l'axe Z, pendant que la pression P du tourillon, agissant dans le plan YZ est dirigée parallèlement à l'axe Y. Soit le point quelconque P de la surface du tourillon que l'on peut imaginer engendrée par la ligne méridienne AB, dont l'équation est $y = f(z)$, déterminé par la coordonnée z et la ligne méridienne qui forme l'angle φ avec le plan YZ. Les deux nouvelles valeurs $z + dz$ et $\varphi_1 + d\varphi_1$ déterminent l'élément de surface appartenant au point P :

$$dS = y d\varphi_1 dz.$$

Soient PN la normale au point P de la surface du tourillon, et φ_2 l'angle de PN avec le rayon PR dont le point P fait partie.

L'angle φ , que fait la normale au point P avec l'axe Y et par conséquent la pression p sur l'élément de surface dF , avec la direction de la pression du tourillon, s'obtient au moyen de l'égalité :

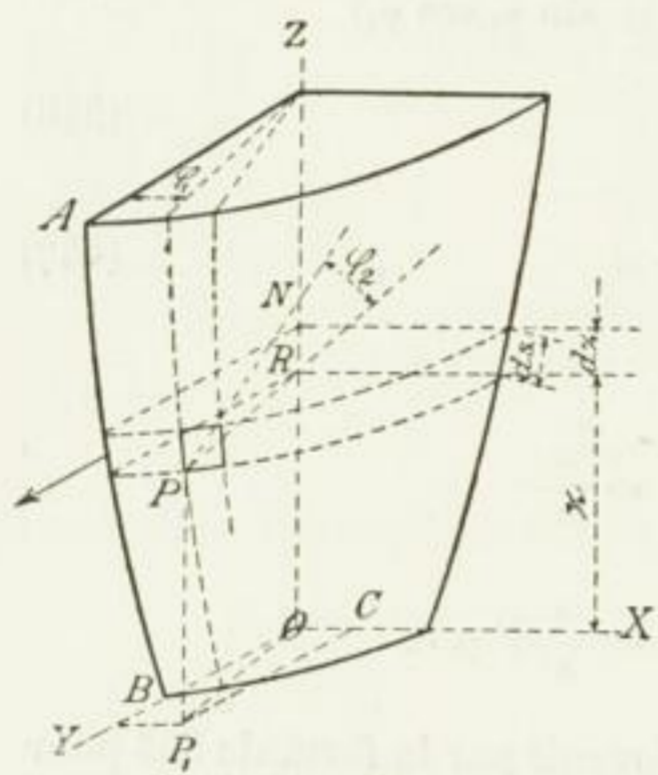


Fig. 268.

$$\overline{PN} \cos \varphi = \overline{P_1C} = \overline{OP_1} \cos \varphi_1 = \overline{PR} \cos \varphi_1 = \overline{PN} \cos \varphi_2 \cos \varphi_1,$$

$$\cos \varphi = \cos \varphi_1 \cos \varphi_2.$$

On a :

$$P = \iint p dF \cos \varphi = \iint p y \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 dz d\varphi_1$$

$$= u \int \cos \varphi_2 dz \int \cos \varphi_1^2 d\varphi_1 \quad (348)$$

Si le tourillon est à moitié entouré par le coussinet, ce que nous admettons, φ_1 se trouve entre les limites $-\frac{\pi}{2}$ et $+\frac{\pi}{2}$, on aura donc alors :

$$P = u \frac{\pi}{2} \int \cos \varphi_2 dz,$$

$$u = \frac{2}{\pi} \frac{P}{\int \cos \varphi_2 dz},$$

$$p = \frac{u}{y} \cos \varphi = \frac{2}{\pi} \frac{P \cos \varphi}{y \int \cos \varphi_2 dz}$$

Handwritten notes:
 dF
 h_2

$$M = \int \int p \, dS \, \mu \, y = \mu u \int y \, dz \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \varphi_1 \, d\varphi_1 = 2 \mu u \int y \, dz = \mu u f,$$

en supposant :

$$f = 2 \int y \, dz,$$

c'est-à-dire égale à la projection de la surface de tourillon en contact avec le coussinet, sur le plan perpendiculaire à la direction de la pression du tourillon.

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{f}{\int \cos \varphi_2 \, dz} = \frac{4}{\pi} P \mu \frac{\int y \, dz}{\int \cos \varphi_2 \, dz} \quad (349)$$

$$T = \frac{4}{\pi} P \mu \frac{\int y \, dz}{\int \cos \varphi_2 \, dz} \omega \quad (350)$$

La force avec laquelle des tourillons tendent à glisser hors de leur coussinet s'obtient au moyen de la formule :

$$P_1 = \int \int p \, dS \sin \varphi_2 \quad (351)$$

a. TOURILLON CYLINDRIQUE.

Ici, de $\varphi_2 = 0$, résulte :

$$\begin{aligned} \cos \varphi &= \cos \varphi_1, & y &= r, \\ \int_0^l \cos \varphi_2 \, dz &= l, & f &= 2 \int_0^l y \, dz = 2rl, \end{aligned}$$

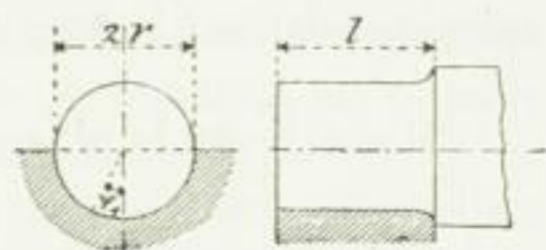


Fig. 269.

et par conséquent :

$$p = \frac{2}{\pi} \frac{P}{rl} \cos \varphi_1, \quad (352)$$

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{2rl}{l} = \frac{4}{\pi} P \mu r \quad (353)$$

$$T = \frac{4}{\pi} P \mu r \omega \quad (354)$$

p possède son maximum de valeur pour $\varphi_1 = 0$, c'est-à-dire au milieu :

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \frac{P}{2rl}, \quad (355)$$

et ce maximum est plus grand, dans la proportion $\pi : 4 = 1 : 1,27$, que la valeur $p = P : 2rl$ admise dans le cas de répartition uniforme de la pression.

Pour $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$, c'est-à-dire pour les éléments de surface qui se meuvent parallèlement à P , on obtient $p = 0$.

La figure 270 donne un aperçu de la loi suivant laquelle p varie : les lignes de force radiales sont les pressions qui agissent sur les éléments de surface correspondants. Si les pressions sont représentées comme des lignes de force verticales, avec la distance horizontale des éléments de surface correspondants comme abscisses, on obtient la figure 271.



Fig. 270.

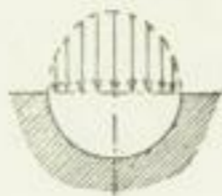


Fig. 271.



Fig. 272.

Le fait que la pression commence à zéro en partant de l'extérieur présente un avantage pour l'introduction de l'huile et, par suite, cette introduction présente effectivement moins de difficultés avec les tourillons qu'avec les pivots. Figurons-nous, par exemple, le tourillon fig. 272, tournant dans la direction indiquée par la flèche et de l'huile emmagasinée en a , la pression faible et presque nulle à cet endroit permettra à l'huile de pénétrer facilement entre les surfaces glissantes et d'être entraînée par la surface du tourillon.

Avec la direction du sens de rotation indiqué par le tourillon, ce serait naturellement une erreur que de mettre l'huile en b . Ce point doit être l'objet d'une attention toute spéciale, surtout quand il s'agit de coussinets dont les coquilles ne sont pas séparées perpendiculairement à la pression du tourillon. Non seulement le bord de la coquille soumis à la pression s'opposera à l'introduction de l'huile, mais il contribuera à éloigner cette huile si le sens de rotation du tourillon s'y prête.

Le fait signalé autorise et peut même engager, conjointement avec la remarque suivante relative à la formule 357, à tenir la plus grande valeur de φ_1 au-dessous de $\frac{\pi}{2}$.

Si $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ est la plus grande valeur de φ_1 , on obtient :

$$p = \frac{P \cos \varphi_1}{(\varphi_0 + \sin \varphi_0 \cos \varphi_0) r l}, \quad (356)$$

$$p_{max} = \frac{P}{(\varphi_0 + \sin \varphi_0 \cos \varphi_0) r l}. \quad (357)$$

Il est intéressant d'observer que le moment de frottement M , et le travail de frottement $T = M\omega$ sont plus petits pour $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ que pour $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$. On a effet, conformément à la formule 356 :

$$M = \mu \int p dS y = 2 \mu r^2 l \int_0^{\varphi_0} p d\varphi_1 = 2 \mu P r \frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0 + \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}.$$

D'où l'on tire :

$$\text{pour } \varphi_0 = \frac{\pi}{2} \quad M = \frac{4}{\pi} \mu P r = 1,27 \mu P r,$$

$$\text{pour } \varphi_0 = \frac{\pi}{4} \quad M = \frac{2 \cdot 0,707}{\frac{\pi}{4} + 0,5} \mu P r = 1,11 \mu P r,$$

le moment et conséquemment aussi le travail de frottement sont donc, dans le dernier cas, plus petits que dans le premier, dans la proportion de :

$$100 \frac{1,27 - 1,11}{1,27} = 12,6 \text{ \%}.$$

Tant que l'augmentation de pression par unité de surface, à laquelle donne lieu toute réduction de l'arc d'enveloppement de la coquille de coussinet, n'occasionne pas une élévation de μ^1 , et semble en somme admissible, la dépense pour vaincre le frottement est donc inférieure avec $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ (coussinets d'essieux des véhicules de chemins de fer, etc.).

Pour $\varphi_0 = 0$, on obtiendrait, si l'on considère que pour de très petits angles, le sinus est égal à l'arc :

$$M = 2 \mu P r \frac{1}{\frac{\varphi_0}{\sin \varphi_0} + \cos \varphi_0} = \infty \mu P r,$$

comme on peut s'y attendre. Mais comme, en même temps, la pression sur l'unité de surface serait infiniment grande pour une valeur finie de P , $\varphi_0 = 0$ est naturellement inadmissible.

Moins les coquilles du coussinet enveloppent complètement le tourillon, plus la présence des conduits de graissage présente d'influence au point de vue de la réduction de la surface de contact, surtout comparativement à la grandeur de la pression sur l'unité de surface. On ne doit donc pas négliger de déterminer la pression sur l'unité de surface pour des valeurs de φ_0 relativement petites.

*Beauchamp Tower*² a exécuté, sur la *variabilité de la pression entre les tourillons et leurs coussinets*, et par conséquent aussi sur la *répartition de la pression des tourillons sur les surfaces de contact*, des expériences dont nous donnerons les résultats, car ils sont extrêmement instructifs. Ils présentent une vérification des formules 356 et 357.

Diamètre du tourillon expérimental 4" anglais = 101,6 mm, longueur du coussinet en bronze 6" anglais = 152,4 mm. Ce dernier n'entoure pas complètement la moitié supérieure, chargée, de la périphérie du tourillon. Corde de l'arc de contact 99 mm, comme l'indique la fig. 273. Pression sur le tourillon 3632 kg, correspondant à :

$$\frac{3632}{9,9 \cdot 15,2} = \infty 24 \text{ kg/cm}^2 \text{ de surface de la section du tourillon.}$$

Le sens de rotation est celui indiqué sur la fig. 273. Par sa surface inférieure, le tourillon arrive au contact de l'huile (huile minérale lourde), et baigne ainsi dans l'huile pendant l'expérience. Nombre de tours 150 par minute. Le bain d'huile maintient la température à 32° C.

A l'un des bouts du coussinet et dans la direction de son axe on avait foré trois trous A, B et C, fig. 273 et 274 ; ces trous ayant chacun 6,4 mm de largeur pénétraient dans le coussinet un peu au delà de son milieu. L'un d'eux, B, était au milieu, les deux autres A et C se trouvaient sur les côtés du premier. On pouvait, au moyen de tubes en cuivre, relier ces cavités à un manomètre à ressort tubulaire. Pour déterminer la pression en 1 (plan

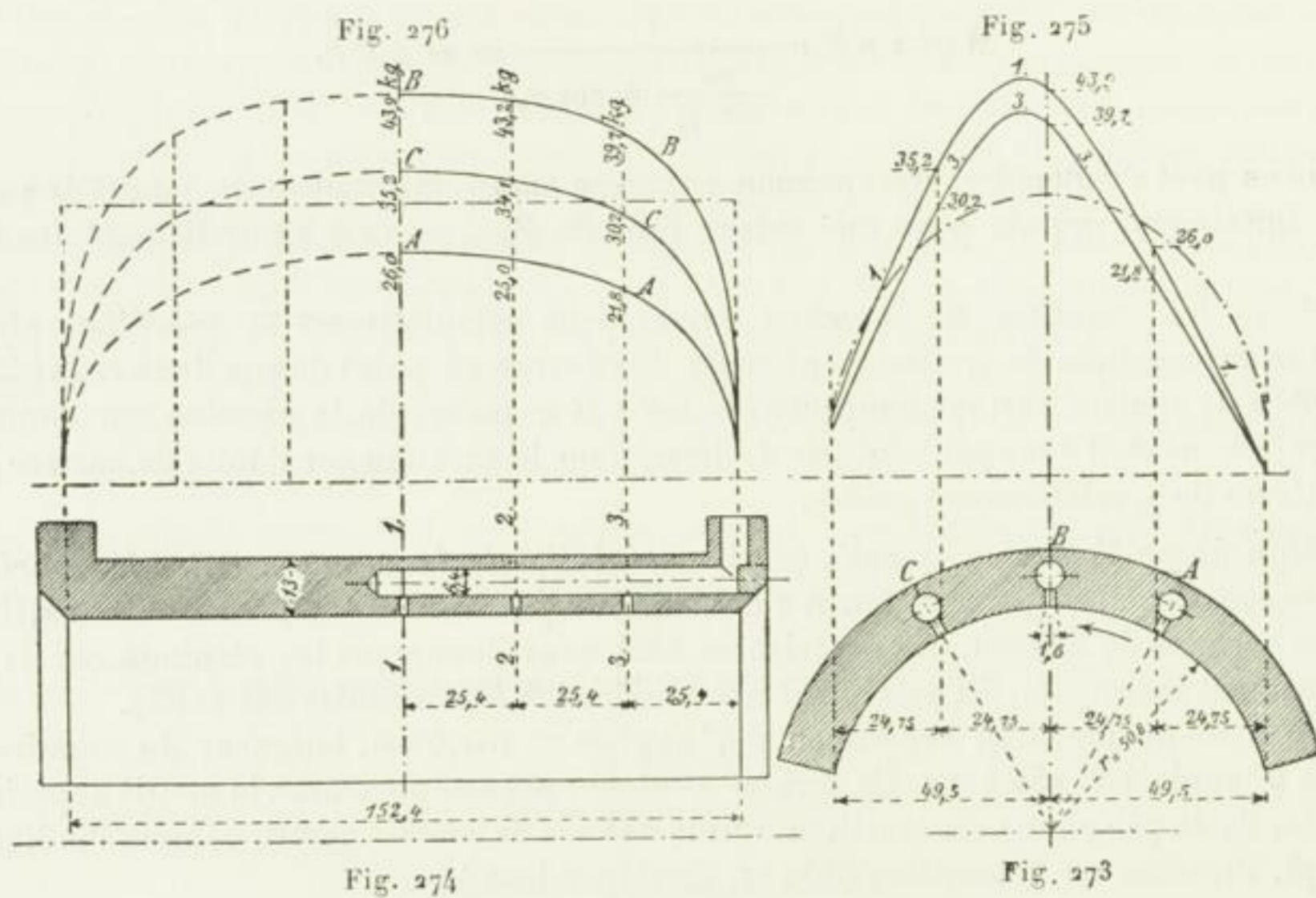
¹ Voir, au sujet de l'influence, sur le coefficient de frottement, de la pression par unité de surface, la p. 353 et les p. 359 et suivantes.

² *Engineer*, 1884, 2^e semestre, p. 434.

médian), on perça en cet endroit un trou de 1,6 mm et l'on observa, au moyen du manomètre, la pression de l'huile à cette même place. On boucha ensuite le trou et l'on en fit un autre en 2 et ainsi de suite. La pression fut déterminée de cette manière en 9 endroits et l'on obtint :

	Plan du trou 1	Plan du trou 2	Plan du trou 3
Plan axial B	43,9	43,2	39,7 kg/cm ² .
» A	26,0	25,0	21,8 »
» C	35,2	34,1	30,2 »

Sur la fig. 275 ces pressions sont représentées graphiquement, pour les 3 trous 1 ainsi que pour les 3 trous 3, par les deux courbes 1 et 3 prolongées par estimation jusqu'aux bords du coussinet. Comme on peut le voir, le maximum de pression ne se trouve pas au



milieu, mais (mesuré dans le sens du mouvement de rotation du tourillon), un peu au delà de ce milieu, absolument comme cela est à prévoir. Le maximum de pression trouvé au milieu (trou 1) est largement de 45 kg, c'est-à-dire supérieur de :

$$100 \frac{45 - 24}{24} = \approx 90\%$$

à la pression moyenne de 24 kg calculée plus haut.

La pression sur le côté vers lequel s'opère le mouvement de rotation, c'est-à-dire en C, se montre plus considérable que sur l'autre côté ; on a comparativement :

dans le plan du trou 1	26,0 kg et 35,2 kg,	c'est-à-dire 35 % de plus,
» 2	25,0 » » 34,1 »	» 36 » »
» 3	21,8 » » 30,2 »	» 31 » »

La fig. 276 indique le cours des lignes de pression dans le sens de l'axe du tourillon. Sur la gauche du plan médian, on a tracé ces lignes en supposant leur trajet semblable à

celui de la moitié de droite. Cette supposition se confirmerait difficilement pour de longs tourillons, à cause de l'élasticité de la matière. Il en serait de même en présence d'une grande flexion de l'arbre (ou axe) auquel appartiendrait le tourillon.

Comme on peut le voir, la pression diminue vers les bouts du coussinet, lentement d'abord et, finalement, avec une assez grande rapidité. *Il ne peut donc être question de répartition uniforme de la pression du tourillon sur toute la longueur de celui-ci.*

On trouve, d'après les lignes de pression, la force verticale résultante qui correspond à peu près à la charge du tourillon, ainsi qu'il convient de le demander.

D'après la formule 357, on obtient pour les conditions actuelles :

$$p_{max} = \approx 31,5 \text{ kg.}$$

Il faudrait donc, pour arriver au maximum de valeur de 45 kg fixé par les expériences, un supplément de :

$$100 \frac{45 - 31,5}{31,5} = 44 \text{ \%}.$$

La courbe de pressions, telle que la fournit la formule 356, est tracée en traits et points sur la figure 275. Comme les explications données ne tiennent pas compte de l'influence du sens de rotation, elle paraît symétrique par rapport au milieu et donne, en conséquence, pour une bonne moitié du côté droit et en commençant à 7 kg en nombre rond, des pressions supérieures à celles qui résultent de l'expérience (courbes 1-3) ; dans sa partie moyenne, au contraire, elle indique des pressions notablement inférieures. On ne peut opérer aucune comparaison utile sur la partie extérieure du côté gauche, le trajet des lignes de pression 1 et 3 n'ayant pu être tracé que par estimation à partir de $p = 35,2$ et $30,2$ kg.

La représentation de la progression des pressions sur la figure 276, d'après la formule 356 fournirait une parallèle à l'axe — cette ligne est tracée en traits pointillés pour le milieu —, tandis que l'expérience démontre des abaissments vers les surfaces planes des bouts du coussinet, ce qui concorde tout à fait avec le résultat auquel on peut s'attendre en se basant sur une étude plus approfondie de la question. Cette différence implique aussi que la force verticale résultant de l'ensemble des pressions rapportées à l'unité de surface doit être égale à la pression du tourillon, *en réalité le maximum de pression est notablement supérieur à ce que donnent les formules 355 et 357. Dans le cas présent l'excédent est environ de 44 %*, ainsi que nous l'avons établi plus haut.

Au début de ses expériences, Tower qui avait chargé plus fortement le tourillon, afin de le bien roder, put observer que les pressions étaient proportionnelles aux charges. On ne voit pas si cela a été établi pour divers points du coussinet ou pour un seul.

Vers la fin de l'expérience, le nombre de tours fut réduit de 150 à 20. Le manomètre montre les mêmes pressions pour ce dernier nombre que pour le premier.

Les coefficients μ_1 du frottement R du tourillon, calculés d'après $R = P\mu_1$, se sont trouvés en concordance avec des expériences précédemment exécutées par Tower à 20 tours par minute et 32° C de température *pour le coussinet baignant dans l'huile et complètement rodé* ; ces coefficients sont :

0,0013	avec P :	$d l = 31 \text{ kg/cmq}$	de charge moyenne du tourillon.
0,00168	»	23,4	»
0,00247	»	14,8	»
0,044	»	6,3	»

et augmentent, par conséquent, d'une manière évidente à mesure que la pression diminue.

Dans des expériences antérieures¹, Tower avait trouvé ce qui suit :

Si l'on faisait subitement tourner le tourillon en sens contraire, le frottement devenait immédiatement plus grand que si le mouvement s'était prolongé pendant quelque temps dans le même sens. Cet accroissement du frottement, généralement accompagné d'un échauffement, était surtout considérable avec des coussinets neufs et s'est élevé jusqu'au double du frottement normal ; mais il était toujours faible avec des tourillons bien rodés et ne pouvait ordinairement s'observer que pendant peu de temps.

Le frottement $R = P\mu_1$ s'est montré presque indépendant de P , c'est-à-dire que l'on a trouvé μ_1 presque inversement proportionnel à $k = P : l d$, et croissant avec la vitesse circonférentielle du tourillon. R semble cependant atteindre un minimum de valeur quand le graissage est parfait, pour une vitesse variant de 0,5 à 0,75^m. On a trouvé que cette vitesse indiquée augmentait quand la charge devenait plus grande et le graissage moins parfait. Une élévation de la température a été accompagnée d'une réduction du frottement R qui, par exemple, n'a atteint, à 49° C, que le tiers en nombre rond de la valeur observée à 16° C.

D'après une autre série d'essais, il s'est produit à 32° C un grippement des surfaces frottantes (le tourillon baignait dans l'huile) :

pour $k = P : l d = 40,3$ kg en employant de l'huile de navette,
 „ $k = P : l d = 44$ „ „ „ „ minérale lourde.

Si l'on introduisait seulement l'huile par en haut comme l'indique la figure 277 (une seule rainure longitudinale de graissage), le coussinet s'échauffait déjà avec $k = 7$ kg. L'huile ne pénétrait pas, bien que le trou de graissage fût tout plein. Si l'on déchargeait un instant le châssis qui chargeait le tourillon, ce dernier se trouvait lubrifié par l'huile qui descendait dans le trou ; mais cette huile remontait à sa hauteur primitive et le tourillon séchait aussitôt que la charge agissait de nouveau. Les bords de la rainure, bien qu'on les eût soigneusement arrondis, ne servaient qu'à racler l'huile de dessus le tourillon.

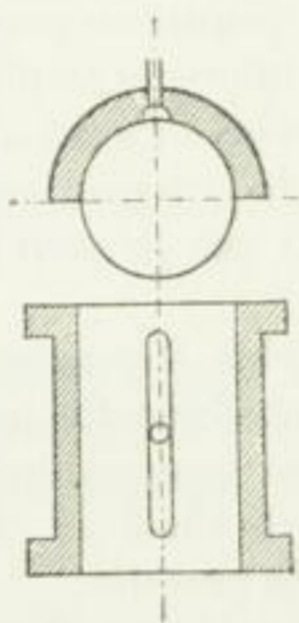


Fig. 277.

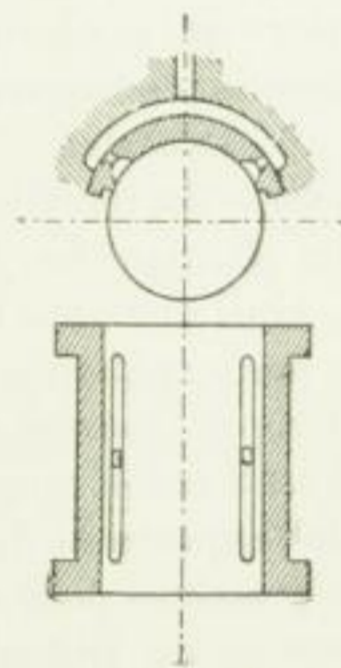


Fig. 278.

Le graissage, conformément à la figure 278, avec introduction de l'huile sur les côtés s'est montré satisfaisant. Le grippement des surfaces de glissement ne s'est produit qu'avec $k = 26,7$ kg.

¹ *Dingler's Polyt. Journal*, 1884, tome 252, p. 12 et suivantes, d'après *Engineering*, 1883, 2^e semestre, page 451.

b. TOURILLON SPHÉRIQUE.

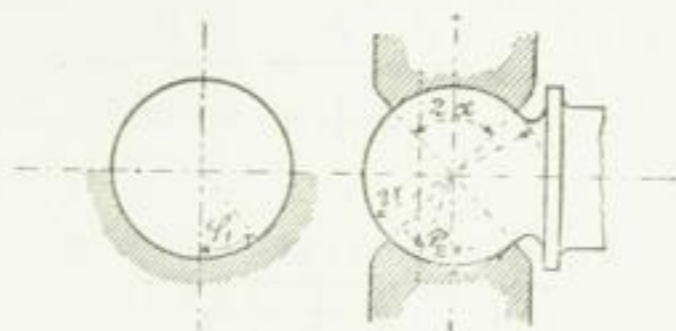


Fig. 279.

Si l'on prend le début o des coordonnées de la figure 268, page 348, au centre de la sphère, on a :

$$y = r \cos \varphi_2, \quad z = r \sin \varphi_2$$

et par conséquent :

$$\int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \varphi_2 dz = r \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos^2 \varphi_2 d\varphi_2 = r (\alpha + 0,5 \sin 2\alpha),$$

$$p = \frac{2}{\pi} \frac{P \cos \varphi_1}{r^2 (\alpha + \sin \alpha \cos \alpha)} \quad (358)$$

La pression, d'après cela, semble être indépendante de φ_2 .

Sur les types ordinaires de construction, on a $\alpha = \frac{\pi}{4}$ et par suite :

$$p = \frac{8}{2 + \pi} \frac{P}{\pi r^2} \cos \varphi_1 \quad (359)$$

Pour $\varphi_1 = 0$, p atteint son maximum de valeur :

$$p_{max} = \frac{8}{2 + \pi} \frac{P}{\pi r^2} \quad (360)$$

Les formules 349 et 350 donnent :

$$M = \frac{4}{\pi} P \mu \frac{\int r \cos \varphi_2 dz}{\int \cos \varphi_2 dz} = \frac{4}{\pi} P \mu r, \quad (361)$$

$$T = \frac{4}{\pi} P \mu r \omega \quad (362)$$

M et T sont donc indépendants de α .

Ici encore la pression pour $\varphi_1 = 0,5\pi$ est égale à zéro et grandit à partir de ce point jusqu'au maximum de valeur qui est au milieu. Les remarques supplémentaires faites à l'art. *a* au sujet de cette détermination, p. 349 et suivantes sont également applicables aux tourillons sphériques.

Pour apprécier la valeur du tourillon *sphérique* comparativement à celle du tourillon *cylindrique*, nous partirons de ce principe que le maximum de pression a la même valeur dans les deux cas.

Pour le tourillon cylindrique de diamètre d on obtient, d'après la formule 355 :

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{dl},$$

pour le tourillon sphérique, avec la valeur usuelle $\alpha = \frac{\pi}{4}$ et avec $2r = d_1$ d'après la formule 360 :

$$P_{max} = \frac{8}{\pi + 2} \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

et conséquemment :

$$\frac{1}{dl} = \frac{8}{(\pi + 2) d_1^2}$$

Dans les cas particuliers où les deux tourillons sont employés concurremment (tourillons de manivelles), on a en moyenne $l = \frac{5}{4} d$. En introduisant cette valeur on obtient :

$$d_1^2 = d^2 \frac{10}{\pi + 2} = 1,94 d^2, \\ d_1 = 1,4 d.$$

Les deux tourillons ont ainsi la même valeur si on les considère au même point de vue et, d'après ce qui vient d'être dit, le diamètre de la sphère du tourillon sphérique doit être supérieur de 40 % au diamètre du tourillon cylindrique.

Les travaux de frottement sont, d'après les formules 354 et 362 :

$$T = \frac{2}{\pi} P \mu d \omega$$

$$T_1 = \frac{2}{\pi} P \mu d_1 \omega$$

$$T_1 = T \frac{d_1}{d} = 1,4 T.$$

Le tourillon sphérique consomme donc un travail de frottement supérieur de 40 % à celui du tourillon cylindrique.

Pour cette raison, l'emploi du tourillon sphérique ne se justifie que s'il est imposé par des conditions particulières.

C. TOURILLON CONIQUE.

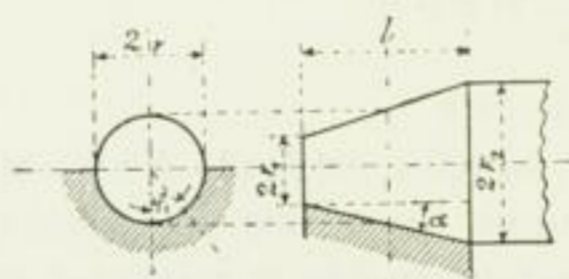


Fig. 280.

Avec

$$\varphi_2 = \alpha, \quad y = r, \quad \int \cos \varphi_2 d\varphi = l \cos \alpha$$

on a :

$$P = \frac{2}{\pi} \frac{P}{lr} \cos \varphi_1 \quad (363)$$

$$M = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{f}{\int \cos \varphi_2 d\varepsilon} = \frac{2}{\pi} P \mu \frac{l(r_1 + r_2)}{l \cos \alpha} = \frac{2}{\pi} \frac{P}{\cos \alpha} \mu (r_1 + r_2) \quad (364)$$

$$T = \frac{2}{\pi} \frac{P}{\cos \alpha} \mu (r_1 + r_2) \omega$$

365 -

3. Coefficient de frottement.

a. GÉNÉRALITÉS.

La base des calculs précédemment établis aux art. 1 et 2 constitue le théorème de mécanique, d'après lequel le frottement est égal au produit de la pression normale et du coefficient de frottement. Ce coefficient est en outre considéré comme une valeur résultant de l'expérience et qui ne dépend essentiellement que de la nature et de l'état de la matière qui constitue les corps glissant l'un sur l'autre, ainsi que de l'état des surfaces de ces corps et de la nature de la matière lubrifiante qui se trouve entre les surfaces glissantes. D'après cela, cette valeur expérimentale serait, en particulier, indépendante de la vitesse du glissement et de la grandeur de la pression.

Cette conception n'est pas d'accord avec la réalité; les nouvelles expériences établissent même que le coefficient de frottement est influencé, dans une large mesure, par la pression, la température et la vitesse.

L'idée fondamentale, dont on part ordinairement pour établir la loi du frottement citée plus haut, consiste à se représenter les surfaces de deux corps solides en contact comme constituées, en réalité, par un ensemble de petites saillies et cavités qui s'accrochent les unes aux autres; en même temps que, par suite de l'élasticité et de la souplesse de la matière, il se produit une impression réciproque obligeant à exercer une certaine force pour obtenir le déplacement des deux parties en contact. Cette force est employée à la fois à pousser l'un des corps le long des petits plans inclinés de l'autre, à produire pendant ce mouvement la compression de nouvelles parties de la matière ou à déblayer le chemin en repoussant la matière. Cette résistance, que l'on imagine agissant dans le plan de contact pour s'opposer à tout déplacement, correspond alors au frottement.

Quand des parties de machines, telles que les tourillons, etc., glissent l'une sur l'autre, on introduit une matière lubrifiante entre les surfaces glissantes, afin d'empêcher le contact immédiat des deux surfaces et, conséquemment, la rencontre ou même la pénétration réciproque de leurs aspérités. L'agent lubrifiant sépare, s'il atteint son but, les deux corps solides par une couche liquide, mince d'ailleurs, en supposant que les surfaces glissantes soient convenablement exécutées. Or, comme les matières lubrifiantes de bonne qualité doivent avoir la propriété d'adhérer aux surfaces des corps solides à graisser beaucoup plus intimement et fortement que leurs particules distinctes n'adhèrent entre elles, le glissement ne doit se produire, en substance, qu'entre les particules du liquide: *on doit donc ramener plus ou moins complètement¹ le frottement des corps solides au frottement intérieur, beaucoup moindre, de corps fluides.*

On peut, par exemple, concevoir comment les choses se passent, en se figurant que le pivot de la figure 263, p. 345, transmet son mouvement de rotation à la couche d'huile qui adhère immédiatement et fortement à lui. La couche de matière lubrifiante adjacente à

¹ Non pas complètement, car l'expérience enseigne que l'usure du tourillon et du coussinet a lieu malgré un graissage parfait et est d'autant plus considérable que la charge du tourillon est plus grande.

cette dernière sera entraînée par elle mais restera un peu en arrière. Toutes les couches suivantes, situées au voisinage de la surface immobile de la crapaudine, se déplaceront, dans le sens de la rotation du pivot, par rapport à cette surface immobile, avec des vitesses décroissant jusqu'à zéro.

b. QUALITÉS NÉCESSAIRES A L'AGENT DE LUBRIFICATION.

Pour accomplir la tâche qui lui incombe et, comme résultat final, arriver à réduire le plus possible la résistance au frottement, cet agent doit satisfaire aux conditions suivantes

La matière lubrifiante doit adhérer assez fortement aux surfaces glissantes pour n'être expulsée, ni par la pression avec laquelle ces surfaces appuient l'une sur l'autre, ni par leur mouvement relatif réciproque, ni par une volatilisation ; cette dernière ne doit pas se produire lors même que le frottement a pour conséquence une élévation de la température.

Les fluides qui ont la propriété d'adhérer aux corps solides avec une force attractive supérieure à celle qui rapproche les unes des autres leurs propres particules font, quand on s'en met entre les doigts, l'impression du glissement. On désigne cette propriété sous le nom d'*onctuosité* et l'on exige par conséquent d'un agent de graissage qu'il soit *onctueux* et *non volatil*.

Les graisses animales, les huiles végétales et un grand nombre d'huiles minérales remplissent plus ou moins complètement ces conditions. Les huiles minérales, il est vrai, exigent en général, au point de vue de la volatilité, une épreuve spéciale que l'on exécute ordinairement en déterminant leur point d'inflammation et leur aptitude à se volatiliser.

La matière onctueuse peut être *épaisse* ou *fluide*, c'est-à-dire que son *état de fluidité* (ou de *viscosité*) ou son *degré de fluidité* peuvent varier. *Le frottement intérieur se montre d'autant moindre que la matière est plus fluide.* Conséquemment, à conditions égales, *l'efficacité d'un agent de lubrification au point de vue de la réduction du frottement augmentera en même temps que sa fluidité*, en supposant que cette dernière n'aille pas au delà de la limite qui convient à l'entretien de la couche qui sépare les corps glissants. Comme le degré d'onctuosité participe aussi à l'entretien de cette couche, on devra exiger *que la matière lubrifiante ne soit pas plus fluide que son onctuosité et les conditions dans lesquelles on doit l'utiliser le comportent.*

On doit en outre tenir particulièrement compte de cette circonstance que les matières lubrifiantes deviennent plus fluides quand la température augmente et, comme les changements de température sont ordinairement inévitables on doit exiger en outre *que la matière lubrifiante ne devienne pas trop fluide à la température la plus élevée dont on ait à tenir compte.*

La grandeur de la *charge du tourillon*, c'est à-dire la pression subie par la couche de matière lubrifiante, a aussi de l'influence. Toutes conditions égales, des tourillons fortement chargés ne permettent pas d'employer une matière lubrifiante aussi fluide que celle qui convient à des tourillons peu chargés. Les premiers de ces tourillons nécessitent en outre l'emploi d'une matière plus onctueuse. Plus l'onctuosité est grande, plus le fonctionnement des tourillons paraît assuré, surtout quand il peut se produire dans le graissage des irrégularités qui ne doivent pas être négligées.

Aux qualités citées ci-dessus comme nécessaires à un agent de lubrification, s'ajoutent naturellement les suivantes : *constance d'état* (il ne doit pas être sujet à l'épaississement, à la résinification, à la dessiccation ou à l'acidification), *exemption de tout mélange, méca-*

nique ou chimique, de matières susceptibles de nuire (restes d'acides ayant servi à l'épuration des huiles végétales, etc.).

Le choix d'une matière lubrifiante, dans un cas donné, dépend naturellement aussi du prix, etc.

c. GRANDEUR DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT.

D'après ce qui a été expliqué aux articles *a* et *b*, lorsque de bons tourillons sont suffisamment graissés, ce sont surtout les lois du frottement intérieur de la matière lubrifiante qui déterminent le coefficient de frottement. En ce qui concerne le frottement intérieur des liquides, on a coutume d'indiquer qu'il est proportionnel à la vitesse du mouvement relatif et à la surface de contact le long de laquelle a lieu le mouvement relatif, qu'il est indépendant de la pression et décroît quand la température augmente, qu'il dépend des propriétés du liquide et varie avec la distance des surfaces. Ces lois, même en admettant qu'elles soient justes, sont naturellement plus ou moins influencées par les conditions spéciales auxquelles la matière lubrifiante est exposée ici entre le tourillon et son coussinet, ainsi que par les imperfections des surfaces de glissement. On doit particulièrement observer qu'en présence de la variabilité de pression sur les tourillons et de température qui existe le plus souvent dans la pratique, il ne peut être question d'un état de choses ayant une permanence réellement durable, d'autant plus qu'une modification du frottement — résultant de la transformation du travail de frottement en chaleur — a pour résultat une modification de l'état d'échauffement qui, à son tour, influe sur l'épaisseur de la couche d'huile, le degré de fluidité et, par conséquent, exerce de nouveau une influence sur le coefficient de frottement et ainsi de suite.

Dans ces conditions, il ne faut pas s'attendre à obtenir de si tôt — si tant est qu'on l'obtienne — une démonstration complète de l'influence réelle de tous les facteurs distincts. Parmi les résultats des expériences nouvelles que nous devons, jusqu'à ce jour, à *Thurston*, *Tower*, *Petroff*¹, etc., ceux relatifs aux tourillons porteurs, les seuls auxquels les expériences s'étendent ordinairement, nous paraissent mériter d'être mentionnés ci-après, à cause de leur importance toute particulière.

1. Le coefficient de frottement μ_1 , qui s'applique au tourillon cylindrique quand la résistance au frottement, à la périphérie, est posée égale au produit $P \mu_1$ (avec $\mu_1 = \frac{4}{\pi} \mu$, d'après la formule 353), est beaucoup moindre, *pour des tourillons parfaitement graissés et rodés*, qu'on l'admet ordinairement.

Tower (1883) l'a trouvé suivant les circonstances et suivant la nature de la matière lubrifiante employée, variable entre 0,001 et 0,017. *Kirchweger* avait déjà trouvé, une vingtaine d'années plus tôt, 0,001 pour des tourillons en plomb durci ou en composition d'étain et 0,014 pour des coussinets en bronze avec $k = P : l d = 20$ à 120 kg de pression du tourillon.

¹ *Neue Theorie der Reibung*, ouvrage traduit en allemand, par L. Wurzel, Leipzig, 1887.

Plus récemment *Martens* a publié un mémoire intitulé : *Schmieröluntersuchungen* (Expériences sur des huiles à graisser), Communication de l'Etablissement impérial technique d'essais de Berlin, 1889, 5^e fascicule complémentaire, etc. Toutefois, les expériences de frottement n'ont pas été faites avec un coussinet, mais avec trois lames de bronze ayant chacune une longueur de 70 mm égale à celle du tourillon et une largeur de 19 mm (pour $99,6$ mm de diamètre du tourillon). Ces étroites surfaces de frottement sont symétriquement réparties sur la périphérie du tourillon : une au milieu et au-dessus du tourillon, les deux autres en dessous, des deux côtés. Entre ces dernières, la périphérie du tourillon plonge dans l'huile.

2. Quand les pressions et les vitesses ne sont pas trop grandes, *Tower* indique que, dans des conditions presque identiques, on trouve $R = P \mu_1$ à peu près indépendant de P (ce qui revient à dire que le frottement de liquide mentionné primitivement est indépendant de la pression à laquelle le liquide est soumis); le frottement reste donc à peu près le même quand P diminue ou augmente ¹.

De $R = P \mu_1 = k l d \mu_1$ résulterait que le produit $k \mu_1$ doit avoir approximativement la même invariabilité et que μ_1 doit diminuer quand la pression k augmente et augmenter quand cette pression diminue. Le coefficient de frottement serait donc, à peu près, inversement proportionnel à k .

D'après la page 353, *Tower* a trouvé :

avec $k =$	31	23,4	14,8	6,3 kg/cm ²
$\mu_1 =$	0,0013	0,00168	0,00247	0,0044

Or, ces valeurs de k sont entre elles comme :

$$1 : 0,75 : 0,45 : 20,$$

les valeurs de $1 : \mu_1$ comme :

$$1 : 0,77 : 0,53 : 0,29.$$

Une autre série d'essais (bain d'huile minérale consistante, température 32°) a donné :

	avec $k =$	43,9	36,6	29,2	21,8	14,4	10,8 kg/cm ²
Valeurs proportionnelles de k		1	0,83	0,66	0,50	0,33	0,25
pour 1,07 ^m de vitesse $\mu_1 =$		0,0012	0,0016	0,0019	0,0026	0,0040	0,0048
Valeurs proportionnelles de $1 : \mu_1$		1	0,75	0,63	0,46	0,30	0,25
pour 2,39 ^m de vitesse $\mu_1 =$		0,002	0,0022	0,0027	0,004	0,0066	0,0083
Valeurs proportionnelles de $1 : \mu_1$		1	0,91	0,74	0,50	0,30	0,24

Ces nombres confirment ce qui a été dit plus haut.

Pour de fortes pressions μ_1 augmente de nouveau, parfois très rapidement. En même temps la couche lubrifiante devient de plus en plus mince à mesure que la pression augmente, le frottement diffère de plus en plus de ce qu'il est entre les particules liquides et se rapproche de celui entre corps solides; μ_1 doit donc augmenter avec une extrême rapidité :

Thurston ², en s'appuyant sur ses propres expériences, pose μ_1 inversement proportionnel à la racine carrée de la pression et, par conséquent :

$$\mu_1 = \frac{0,021}{\sqrt{k}} \text{ à } \frac{0,027}{\sqrt{k}},$$

soit, par exemple, pour $k = 25$ kg/cm² :

$$\mu_1 = \frac{0,021}{\sqrt{25}} \text{ à } \frac{0,027}{\sqrt{25}} = 0,0042 \text{ à } 0,0054,$$

¹ Avec cette indication concorde aussi l'observation faite à plusieurs reprises par l'auteur que le frottement des cuirs emboutis de presses hydrauliques est à peu près indépendant de la pression qui existe dans le cylindre, tant que le piston rencontre pendant son glissement une quantité suffisante de matière lubrifiante, c'est-à-dire tant qu'il ne frotte pas sur le cuir, mais sur les particules de l'agent de lubrification qui se déplacent les unes par rapport aux autres. Cela explique pourquoi beaucoup de chercheurs ont trouvé de petites valeurs pour le frottement des cuirs emboutis, tandis que d'autres en ont trouvé de grandes. Celles-ci se présentent dès que le frottement de liquide commence à être remplacé en quelque endroit par le frottement de corps solides l'un sur l'autre.

² *Friction and lubrication*, New-York, 1879.

on peut opérer ainsi jusqu'à environ $k = 35$ kg. A partir de là μ_1 doit augmenter rapidement avec k .

D'après l'étude qui a été faite des coefficients de frottement, il n'est pas douteux qu'il existe, pour chacune des circonstances dans lesquelles fonctionne un tourillon, une pression pour laquelle μ_1 présente un minimum ; mais ce minimum subit, dans une mesure très importante, l'influence des circonstances mentionnées ci-dessus. *Tower* a trouvé cette pression très faible en présence d'un graissage insuffisant (voir, par exemple, fig. 277, p. 354), mais bien supérieure à 35 kg quand le graissage était parfait et le lubrifiant convenablement choisi.

On peut, d'après *Thurston*, adopter pour le coefficient de frottement à l'état de repos :

$$0,035 \sqrt[3]{k} \text{ à } 0,05 \sqrt[3]{k}.$$

L'auteur pense que la valeur à attribuer généralement au frottement μ_1 d'un tourillon ne doit être ni inversement proportionnelle à la racine carrée de k , ni inversement proportionnelle à la première puissance de k . Il devra plutôt résulter de nouvelles recherches que μ_1 , toutes conditions égales d'ailleurs, doit être posé égal à une constante (en rapport avec le minimum de valeur de μ_1) plus une fonction de k correspondant à une courbe descendante au début mais qui se relève ensuite. La partie *descendante* de cette courbe peut, sur une étendue assez notable, se remplacer approximativement par une droite qui correspond alors aux résultats des expériences de *Tower*. Si la ligne se courbe davantage ou si l'on considère sa partie la plus courbée, on trouve qu'elle correspond aux résultats obtenus par *Thurston*. La détermination de la branche *remontante* de la courbe a un très grand intérêt au point de vue de la pratique, car elle fait connaître, tout d'abord, à quelle distance on se trouve, dans un cas particulier, des conditions dans lesquelles la sécurité du fonctionnement pourrait sembler compromise.

3. A des vitesses circonférentielles du tourillon allant jusqu'à une certaine valeur qui dépend de diverses conditions et est par conséquent variable, μ_1 décroît pour augmenter ensuite de nouveau.

Thurston conclut de ses expériences avec $k = 14$ kg et allant jusqu'à une vitesse de $v = 6$ m, qu'à partir de $v = 0,5$ m.

$$\mu_1 = 0,0043 \sqrt[5]{v}$$

et avec k également sujet à des variations :

$$\mu_1 = 0,027 \frac{\sqrt[5]{v}}{\sqrt{k}} \text{ à } 0,041 \frac{\sqrt[5]{v}}{\sqrt{k}}.$$

Par contre, les expériences de *Tower*, qui vont jusqu'à $v = 2,4$ m, indiquent que l'accroissement de μ_1 avec v correspond à la racine carrée de v (voir p. 350)

La loi d'après laquelle μ_1 varie avec v présente de l'analogie avec celle qui exprime la relation existant entre μ_1 et k . Pour un système de coordonnées avec les abscisses v et les ordonnées μ_1 , la courbe présente d'abord une branche descendante, un point culminant inférieur puis une branche ascendante. L'influence de v sur μ_1 est, toutefois, bien inférieure à celle de k .

4. Une élévation de la température a , dans certaines limites, pour résultat de diminuer μ_1 . D'après *Tower*, entre 16 et 49° C., la réduction est à peu près inversement proportionnelle à la température, de façon que μ_1 à 16° C. est, en nombre rond, 3 fois aussi grand qu'à 48° C., les autres conditions restant les mêmes.

Les grandes filatures, etc., exigent, pour la marche à vide de leurs transmissions, une dépense de travail beaucoup plus considérable le matin que vers midi : ce fait souvent constaté trouve son explication dans l'influence de la température sur la résistance au frottement.

Pour s'expliquer les valeurs extrêmement basses qui, d'après l'art. 1 ont été trouvées pour les coefficients de frottement, on doit considérer que les expériences ont été exécutées sur des tourillons parfaitement polis et rodés, dont le graissage était parfait et la position dans les coussinets bien assurée, ce qui n'a pas lieu dans les conditions moyennes de fonctionnement d'une transmission, et ce à quoi il ne faut pas s'attendre, tout en faisant complètement abstraction d'irrégularités dans la position réciproque du tourillon et des coussinets, ainsi que d'autres conditions dont on doit tenir compte en pratique.

Les efforts tendant à déterminer, plus exactement qu'on n'a pu le faire jusqu'à présent, le frottement des tourillons, conduiront naturellement à trouver, pour les cas principaux d'emploi des tourillons, la valeur réelle du frottement, en tenant compte des conditions particulières dans lesquelles il se produit, mais empêchent de calculer à l'aide de valeurs tout à fait générales de μ_1 .

Jusqu'à là il ne reste à l'ingénieur, dès qu'il n'a pas à sa disposition de valeurs spéciales pour les cas particuliers, d'autre ressource que de calculer avec des valeurs moyennes de μ_1 , qu'il modifie, par estimation, en tenant compte des conditions spéciales du cas dont il s'agit et en raison de l'état actuel de nos connaissances. Il convient d'ailleurs essentiellement de considérer que la plupart des cas dans lesquels on a, ordinairement, à faire entrer le frottement des tourillons dans le calcul exigent que l'on se garde plus ou moins d'une évaluation trop basse du frottement. En tenant compte de ce fait, nous adoptons généralement pour les tourillons d'acier tournant dans des coussinets en bronze bien graissés la valeur $\mu = \frac{1}{20}$, c'est-à-dire $\mu_1 = \frac{4}{\pi} \mu = \approx \frac{1}{16}$, tout en gardant en mémoire que le coefficient de frottement, en réalité, peut descendre et descendra bien au-dessous de cette valeur lorsque les tourillons et les coussinets se seront bien rodés, on doit se rappeler aussi que μ_1 dépend des influences mentionnées précédemment.

En mesurant largement μ_1 , nous tenons compte des imperfections ordinaires de l'exécution, des éventualités et irrégularités inévitables du service, ainsi que de la circonstance que l'exactitude de position du tourillon, par rapport au coussinet, n'est ordinairement pas aussi complète qu'elle devrait l'être ou ne peut se maintenir complètement pendant un long espace de temps.

II. Calcul des tourillons et des pivots.

On doit, ici, se placer aux points de vue généraux qui suivent :

- a. Les tourillons doivent satisfaire dans une mesure suffisante aux conditions de résistance et d'élasticité (sécurité contre la rupture, uniformité d'appui sur toute la longueur des coussinets).
- b. La pression entre les tourillons et les coussinets ne doit pas dépasser les limites au delà desquelles la matière lubrifiante ne pourrait plus se maintenir d'une manière durable entre les tourillons et leurs coussinets. (Ces pièces doivent être préservées d'un frottement exagéré et du grippement de leurs surfaces glissantes).
- c. La partie du travail de frottement qui se transforme en chaleur ne doit pas dépasser

la valeur équivalente à la quantité de chaleur susceptible de se disperser sans donner lieu à une élévation inadmissible de la température du tourillon et du coussinet ¹. (Ces pièces doivent être à l'abri de l'échauffement et de ses suites).

1. Tourillons.

a. TOURILLONS CYLINDRIQUES.

En désignant par :

- P la pression d'un tourillon,
 d le diamètre »
 d_1 » intérieur d'un tourillon creux,
 d_2 » extérieur » »
 l la longueur d'un tourillon,
 k_f l'effort de flexion admissible pour la matière considérée,
 k la pression admissible pour l'unité de surface.

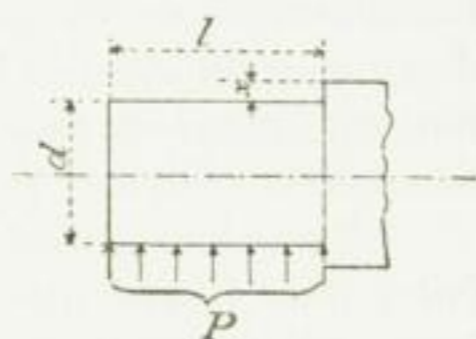


Fig. 281.

Si l'on se place au point de vue *a*, pour tenir compte de la résistance, on obtient pour le tourillon plein, en supposant qu'il porte également sur tout le coussinet ² :

$$P \cdot 0,5 l = 0,1 k_f d^3 \quad (366)$$

et pour le tourillon cylindrique creux :

$$P \cdot 0,5 l = 0,1 k_f \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2} \quad (367)$$

Dans l'hypothèse précédemment énoncée et si l'on admet en outre que le tourillon soit à moitié entouré par le coussinet, le point de vue *b* conduit à la relation :

$$P = k l d, \quad (368)$$

ou :

$$P = k l d_2$$

La combinaison des formules 366 et 368 donne :

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_f}{k}} \quad (369)$$

Dans beaucoup de cas la direction de la force change (effort *c*, p. 39), de sorte qu'il faut poser :

¹ Quand le fonctionnement est intermittent ou sujet à de fortes variations, les tourillons et coussinets peuvent aussi être préservés de l'échauffement par ce fait que l'élévation de température produite pendant la courte durée du fonctionnement, ou la courte période du travail à pleine charge, diminue ensuite pendant les arrêts qui succèdent, et quand la charge est fortement diminuée ou quand les surfaces de glissement sont changées, au point de supprimer toute élévation inadmissible de température. Dans ces conditions, la chaleur trouve l'occasion et la facilité de s'emmagasiner et de se disperser alternativement dans une mesure suffisante.

² Cette supposition se réalise assez exactement pour des tourillons de longueur moyenne; mais s'il s'agit de longs tourillons — pour lesquels on peut concevoir, par exemple, $l = 3$ à $4 d$ —, le tourillon fléchit et la répartition de la force se fait en diminuant vers la surface du bout de ce tourillon; cet effet augmente encore par suite de la flexion de l'arbre ou de l'essieu tout entier. En pareil cas, la pression se concentre de plus en plus sur le côté intérieur du tourillon et arrive facilement, en cet endroit, à dépasser, à l'unité de surface, la limite admissible, à moins que le coussinet soit susceptible d'un réglage automatique.

pour l'acier fondu	pour le fer fondu et le fer soudant	pour la fonte	pour l'acier de moulage
(p. 39 et s., 47 et s.)	(p. 39 et s., 43 et s.)	(p. 39 et s., 53 et s.)	(p. 39, 53 et s.)
$k_f = 400$ à 500	300 à 400	150 à 250	250 à 350

Si l'effort ne change pas complètement, on peut poser dans le calcul des valeurs majorées dans une mesure correspondante.

Le choix de k est déterminé par la matière dont est fait le tourillon et celle du coussinet, le degré de perfection de l'exécution et du graissage, la nature du lubrifiant employé, les conditions de température et de vitesse dans lesquelles le tourillon doit marcher, le degré de certitude avec lequel on peut s'attendre à réaliser et maintenir exactement la position réciproque du tourillon et du coussinet, etc. (voir les observations faites ci-dessus au titre I, art. 2 a et art. 3, p. 349 et suivantes, ainsi qu'aux p. 357 et suivantes).

Plus la forme mathématique que doivent posséder les surfaces de glissement est parfaite, plus le poli qu'on leur a donné a de finesse et plus grande est la précision avec laquelle le tourillon s'adapte au coussinet, plus la couche lubrifiante sur laquelle travaille ce tourillon est mince, plus on peut attribuer de valeur à k . Il est vrai qu'alors le tourillon, pendant son fonctionnement, devient plus sensible aux irrégularités qui peuvent survenir dans le graissage, aux dérangements de la position réciproque de ce tourillon et de son coussinet, etc... Plus la température à laquelle le coussinet et le tourillon sont exposés est élevée, plus il faut prendre k petit, toutes les autres conditions étant égales. Si l'on est obligé de charger fortement le tourillon, il faudra avoir soin de maintenir cette température suffisamment basse et au besoin de supprimer l'échauffement par des moyens spéciaux ; il faudra, en outre, graisser avec une substance qui, sans être trop fluide, soit suffisamment onctueuse.

On ne doit pas non plus perdre de vue que l'usure d'un tourillon et de ses coussinets, toutes les autres conditions étant d'ailleurs les mêmes, fait des progrès d'autant plus rapides que k est plus grand. En général on doit aussi ne pas négliger de tenir compte de la durée du fonctionnement (en observant par exemple si la marche est ininterrompue pendant le jour et la nuit ou si le travail ne prend qu'une fraction de ce temps), ainsi que de la vitesse circonférentielle et du nombre de tours.

Il en est de même des autres circonstances qui peuvent avoir de l'influence, telles que, par exemple, la possibilité de préserver suffisamment les surfaces glissantes de la pénétration, entre elles, de la poussière, de la crasse, etc.

Si la force P , sur laquelle est basé le calcul du coussinet, agit d'une manière durable avec toute ou presque toute sa valeur, on prendra k plus petit que si elle ne possède cette valeur que par exception, ou seulement pendant une petite fraction d'un tour et reste, pendant la plus grande partie du temps de fonctionnement, notablement au-dessous de son maximum de valeur.

Quand les tourillons sont soumis à une charge provenant, en grande partie, de la tension de courroies ou de câbles, il convient d'observer que ces courroies ou câbles sont assez souvent très tendus lors de leur mise en service et que leur tension à ce moment, surtout quand il s'agit de câbles de chanvre dépasse plusieurs fois celle de leur service courant. Le constructeur doit tenir compte de ce fait et réduire k s'il base ses calculs sur les tensions normales des courroies ou des câbles.

Un changement de direction de la pression du tourillon facilite ordinairement l'introduction de l'huile et répartit en outre l'usure sur un plus grand nombre d'éléments de la surface. Il peut, à cause de cela, sembler admissible de prendre pour k une valeur plus

la valeur équivalente à la quantité de chaleur susceptible de se disperser sans donner lieu à une élévation inadmissible de la température du tourillon et du coussinet ¹. (Ces pièces doivent être à l'abri de l'échauffement et de ses suites).

1. Tourillons.

a. TOURILLONS CYLINDRIQUES.

En désignant par :

- P la pression d'un tourillon,
 d le diamètre »
 d_1 » intérieur d'un tourillon creux,
 d_2 » extérieur » »
 l la longueur d'un tourillon,
 k_f l'effort de flexion admissible pour la matière considérée,
 k la pression admissible pour l'unité de surface.

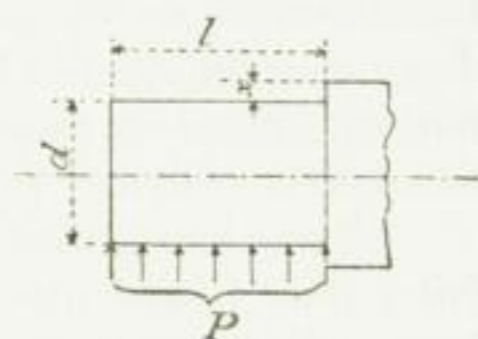


Fig. 281.

Si l'on se place au point de vue *a*, pour tenir compte de la résistance, on obtient pour le tourillon plein, en supposant qu'il porte également sur tout le coussinet ² :

$$P \cdot 0,5 l = 0,1 k_f d^3 \quad (366)$$

et pour le tourillon cylindrique creux :

$$P \cdot 0,5 l = 0,1 k_f \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \quad (367)$$

Dans l'hypothèse précédemment énoncée et si l'on admet en outre que le tourillon soit à moitié entouré par le coussinet, le point de vue *b* conduit à la relation :

$$P = k l d, \quad (368)$$

ou :

$$P = k l d_2$$

La combinaison des formules 366 et 368 donne :

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_f}{k}} \quad (369)$$

Dans beaucoup de cas la direction de la force change (effort *c*, p. 39), de sorte qu'il faut poser :

¹ Quand le fonctionnement est intermittent ou sujet à de fortes variations, les tourillons et coussinets peuvent aussi être préservés de l'échauffement par ce fait que l'élévation de température produite pendant la courte durée du fonctionnement, ou la courte période du travail à pleine charge, diminue ensuite pendant les arrêts qui succèdent, et quand la charge est fortement diminuée ou quand les surfaces de glissement sont changées, au point de supprimer toute élévation inadmissible de température. Dans ces conditions, la chaleur trouve l'occasion et la facilité de s'emmagasiner et de se disperser alternativement dans une mesure suffisante.

² Cette supposition se réalise assez exactement pour des tourillons de longueur moyenne; mais s'il s'agit de longs tourillons — pour lesquels on peut concevoir, par exemple, $l = 3$ à $4 d$ —, le tourillon fléchit et la répartition de la force se fait en diminuant vers la surface du bout de ce tourillon; cet effet augmente encore par suite de la flexion de l'arbre ou de l'essieu tout entier. En pareil cas, la pression se concentre de plus en plus sur le côté intérieur du tourillon et arrive facilement, en cet endroit, à dépasser, à l'unité de surface, la limite admissible, à moins que le coussinet soit susceptible d'un réglage automatique.

tiers environ de ces nombres, en supposant que la nécessité d'éviter l'échauffement (du tourillon de manivelle) n'oblige pas à pousser la réduction encore plus loin. Sur les *locomotives*, où l'on tient compte d'une usure plus considérable et plus rapide, on dépasse beaucoup ces nombres : $k = 100$ ou 150 kg semblent ici des valeurs moyennes pour les tourillons en acier fondu des manivelles ou des crosses de pistons, avec coussinets en métal blanc. Les tourillons des arbres de volant de machines à vapeur ne sont guère chargés au delà de $k = 15$ à 16 kg.

Dans les conditions qui existent, par exemple, pour les machines à poinçonner et à cisailer les tôles, etc., et dans lesquelles la charge intermittente du coussinet n'agit avec son maximum de valeur que pendant un temps très court, à une vitesse d'ailleurs réduite, le tourillon de manivelle est soumis à la pression d'un maximum de charge s'élevant à $k = 200$ kg et même plus.

Le point de vue mentionné plus haut (p. 362) *art. c* donne en raison des considérations suivantes une troisième relation.

On ignore dans quelle proportion la partie du travail de frottement du tourillon qui se transforme en chaleur se trouve, comparativement à la partie de ce travail employée à user le tourillon et le coussinet. Il paraît indubitable que, dans des conditions normales, c'est la partie du travail de frottement, de beaucoup la plus considérable, qui se transforme en chaleur. Cela est en outre confirmé par l'expérience de l'auteur qui a vu des tourillons graissés, mais trop fortement serrés dans des coussinets en bronze par le chapeau du palier, s'échauffer jusqu'au rouge sombre sans qu'il se produisît d'usure notable sur les tourillons et les coussinets. En nous basant sur ce fait nous émettons, dans le but que nous nous proposons, la supposition tout à fait admissible que la totalité du travail de frottement T se transforme en chaleur. Pour une certaine construction du coussinet et du tourillon qui travaillent ensemble dans des conditions déterminées, on peut poser la quantité de chaleur dispersible proportionnelle au produit ld . A la rigueur il y a lieu de tenir aussi compte de la perte de chaleur qui se produit par les surfaces des bouts de tourillons¹ ; mais on peut cependant la négliger, sous la réserve, dans les cas où les surfaces des bouts comparées aux surfaces de périphérie par lesquelles la chaleur se disperse doivent avoir, au point de vue que nous considérons, une importance particulière excédant les conditions moyennes, de tenir compte de cette influence en choisissant le coefficient d'expérience approprié. La nécessité d'éviter que le travail de frottement transformé en chaleur dépasse la quantité dont l'équivalent en chaleur peut encore se dissiper sans occasionner une élévation inadmissible de température², conduit alors à éviter que le travail de frottement $T : ld$, appliqué à l'unité de surface de la projection ld du tourillon, dépasse, pour des tourillons similaires et travaillant dans les

¹ Il serait plus juste de poser la chaleur susceptible de se dissiper proportionnelle à la valeur $ld + \varphi \frac{\pi}{4} d^2 = ld + \psi d^2$, dans laquelle φ aurait à exprimer la relation réciproque des valeurs moyennes des surfaces ld et $\frac{\pi}{4} d^2$ au point de vue de la dispersion de la chaleur. Comme on introduit seulement ld dans le calcul, l'influence du diamètre n'intervient pas dans une mesure correspondant aux conditions de la réalité. En conséquence Tl dans les formules 370 et 373 ou c dans la formule 372, ou encore la valeur admissible kv , mentionné dans la note placée au bas de la page 369, peuvent ne pas être indépendants de d . Ces quantités pourront acquérir des valeurs d'autant plus grandes que $\frac{\pi}{4} d^2 \varphi$ est plus grand comparativement à ld .

² Dans le cas de conditions comme celles mentionnées dans la note 1 placée au bas de la p. 363, cette nécessité devra s'exprimer en disant que le travail de frottement transformé en chaleur ne doit pas dépasser la quantité dont l'équivalent en chaleur, en supposant qu'il ne se perde pas par dispersion à mesure de sa production, peut s'emmagasiner dans les masses correspondantes sans en élever la température d'une manière inadmissible.

élevée. Il faut considérer, par contre, que l'inversion de la pression d'un tourillon peut occasionner un choc ou du moins une irrégularité de marche dont l'importance est diminuée par une réduction de k . Plus k est petit plus l'installation d'une machine paraît présenter de sécurité, jusqu'à certaines limites.

Nous devons encore indiquer, en terminant, que d'après la page 352 le maximum de pression au milieu du coussinet est, en nombre rond, de 90 % supérieur à $k = \frac{P l d}{\dots}$

D'après ce qui précède, il est évident qu'il n'est, à proprement parler, pas possible d'indiquer pour k des valeurs générales. Si on le fait quand même, ce sera seulement dans le but de s'assurer une base d'opération, surtout lorsqu'en outrepassant les pressions indiquées pour l'unité de surface on se met dans la nécessité de procéder avec une prudence toute particulière.

Pour des tourillons *tournant constamment* dans des coussinets réglables sur des machines normales, on peut donner les nombres suivants comme pressions admissibles pour l'unité de surface, en tenant compte des remarques faites au sujet de k . Dans des cas particuliers ou pour des machines spéciales, on peut être conduit à aller encore plus loin, comme par exemple pour les locomotives, ou à rester notablement au-dessous ; cette dernière manière d'opérer a surtout sa raison d'être quand la pression du tourillon ne change pas ou change peu de valeur ou de direction et conserve sa force même à l'état de repos (à cause de la présence de roues pesantes, d'arbres fortement chargés, etc.).

Acier fondu au creuset, trempé, tournant sur acier fondu trempé, le travail et la surveillance étant tout particulièrement soignés, et surtout le graissage exécuté avec des soins rationnels	jusqu'à	150 kg/mq
Acier fondu au creuset, trempé, tournant sur bronze dans les conditions supposées ci-dessus.	»	90 »
Acier fondu au creuset, non trempé, tournant sur bronze dans les conditions supposées ci-dessus	»	60 »
Fer fondu, fer soudant à surface lisse et compacte, sur bronze	»	40 »
Fer soudant à surface imparfaitement polie, ou fonte, sur bronze	»	30 »
Fer soudant à surface imparfaitement polie, sur fonte.	»	25 »
Fer fondu, fer soudant, tournant sur bois de gaïac avec lubrification à l'eau	»	25 »

$\frac{P}{l d}$

kg/cm²

Pour des tourillons qui ne tournent pas constamment mais ne font qu'osciller, ainsi que pour des coussinets agissant de la même manière, les valeurs admissibles pour k sont encore plus élevées.

Les tourillons de poulies à câble ou à chaîne, etc., qui ne tournent que *par intermittences*, dont l'usure est minime ou ne tire pas à conséquence, et pour lesquels les plus grands frottements eux-mêmes ne paraissent pas nuisibles — quelquefois le frottement interne d'un liquide est remplacé par celui beaucoup plus considérable de corps solides — peuvent recevoir une charge essentiellement plus considérable. Les valeurs 60, 40, 30, 25, indiquées ci-dessus et qui en ce cas sont ordinairement seules prises en considération, sont alors dépassées quelquefois jusqu'à deux et trois fois.

Valeurs spéciales pour k. Pour les *tourillons*, en acier fondu et tournant sur bronze, des *manivelles et crosses de machines à vapeur normales*, les valeurs moyennes déterminées par expérience sont pour $k = 60$ à 70 et 80 à 90 kg, en supposant d'ailleurs une exécution et un graissage très soignés. Cela s'applique surtout aux nombres les plus élevés. Pour des *machines à vapeur faisant un grand nombre de tours* ; telles, par exemple, que celles qui se font pour la commande directe des *dynamos*, on adopte autant que possible, pour k , des valeurs notablement inférieures aux nombres donnés ci-dessus et égales seulement aux deux

lettre c . En ce qui concerne le second des rapports (372), c peut aussi être considéré comme nombre de tours admissible pour des tourillons chargés de 1 kg par cm de longueur.

Si, dans les rapports 370 et 372 P est sujet à varier pendant une révolution, il faut poser sa valeur moyenne, puisqu'il s'agit du travail mécanique proportionnel au frottement $P \mu$ pendant la révolution.

Le nombre expérimental c dans le rapport 372 paraît dépendre, en dehors des *matières* à considérer, des *dimensions*, de la *perfection d'exécution* des tourillons et des coussinets, de l'*exactitude* de leur position réciproque, de la *matière lubrifiante* et de la *perfection du graissage*, ainsi que de la *rapidité de dispersion* de la chaleur qui à son tour dépend des conditions du fonctionnement, etc

Si c et conséquemment aussi le nombre de tours doivent être aussi grands que possible, on doit choisir avant tout, pour les tourillons, une matière homogène et suffisamment dure (sans cependant être cassante), et capable en outre de prendre une surface parfaitement compacte et lisse — dans ces conditions, c'est l'acier fondu au creuset qui tient le premier rang pour les tourillons. — Il faut ensuite, après avoir observé en déterminant les dimensions du tourillon (formules 368, 369), qu'une faible pression par unité de surface correspond à un grand nombre de tours, apporter tous ses soins à l'obtention d'une forme exactement cylindrique ainsi qu'à la production d'un poli parfait des surfaces. L'ajustage réciproque du tourillon et des coussinets n'a pas moins d'importance : le plus grand soin semble ici absolument nécessaire. Dans des conditions difficiles et dans le but de maintenir l'exactitude de la position réciproque du tourillon et de la surface de glissement du coussinet, on peut être amené à construire ce dernier avec une articulation permettant aux coquilles de régler d'elles-mêmes leur position. Pour le graissage il faut, après en avoir assuré l'efficacité, veiller à ce que l'agent lubrifiant ait des propriétés qui conviennent dans les conditions précises du fonctionnement du tourillon.

La dispersion de la chaleur sera d'autant plus considérable qu'elle pourra, toutes les autres conditions étant égales, s'effectuer par des surfaces plus étendues, que la chaleur trouvera moins de résistance lors de sa transmission vers l'extérieur et que les corps environnants seront plus aptes à absorber cette chaleur : si l'atmosphère qui entoure les coussinets et le tourillon est à basse température, l'échauffement se produira moins facilement que si cette température était plus élevée. Un coussinet immobile, entouré d'air calme ou peu agité s'échauffera plus rapidement qu'un coussinet se mouvant dans l'air avec rapidité (coussinet de manivelle, etc.) ou entouré d'air en mouvement ; le refroidissement par l'eau élimine plus de chaleur que le refroidissement par l'air, etc. Si la production de chaleur s'opère surtout à un endroit du coussinet (parce que la direction de la pression du tourillon est constante ou ne varie guère), l'échauffement, toutes les autres conditions étant d'ailleurs égales, se produira plutôt que si l'endroit soumis à la pression changeait constamment.

En ce qui concerne la matière des coussinets il paraît certain que beaucoup d'alliages (bronze blanc, métal blanc), donnent de grandes valeurs de c . Jusqu'à quel point méritent-ils d'être préférés au bronze de bonne qualité ? cela est une question qui ne peut, encore à présent, être considérée comme résolue.

Si nous posons, pour calculer en toute sûreté et en tenant compte des remarques insérées à la fin de I, 3, c (p. 361 et 362), $\mu = \frac{1}{20}$, nous trouvons d'après l'égalité 370 :

$$l \geq \frac{P n}{30\,000 T_f} \quad (373)$$

En raison de la grande incertitude qui existe au sujet de la valeur μ , il paraît cependant

363

plus simple de partir du rapport 372 et d'indiquer les valeurs de c que présentent des constructions éprouvées¹.

Sur des moteurs *normaux à vapeur*, comme ceux employés dans l'industrie, on trouve les valeurs suivantes :

Pour les *tourillons de manivelles* (coussinets en acier fondu, en bronze ou en métal blanc), dont les deux coquilles dispersent la chaleur avec la même efficacité ou peu s'en faut, et pour lesquels la condition d'un refroidissement énergique est remplie par un vif courant d'air (résultant du passage rapide dans l'air), on avait autrefois $c = 37\,500$ (ce qui correspond à $T_t = 1,25$, en supposant $\mu = \frac{1}{20}$ ou $k v = \infty 20$) valeurs que l'on ne dépassait pas volontiers ; maintenant on trouve des machines sur lesquelles $c = 90\,000$ et au-dessus (ce qui correspond à $T_t = 3$, avec du bronze blanc, ou $k v = 47$), dans des conditions qui, d'ailleurs, doivent être considérées comme favorables : faible longueur de tourillon (arbre coudé et, par conséquent, pression k relativement faible par unité de surface), refroidissement efficace résultant de la grandeur relative des surfaces latérales de la tête de la bielle, grand nombre de révolutions et vivacité du courant d'air, exécution et surveillance parfaites, graissage opéré avec un soin dont on n'était pas coutumier autrefois. En tous cas il convient d'établir que l'on ne doit aller, pour c jusqu'à 90 000 ou pour $k v$ jusqu'à $\infty 50$ que si l'on est obligé de le faire. D'après les résultats, d'expériences, dont l'auteur peut disposer, il semble admissible d'aller, avec T_t ou $k v$, d'autant plus haut que l'on peut maintenir plus petite la pression effective par unité de surface. Cette remarque s'applique aussi aux tourillons mentionnés ci-après :

Les tourillons des *arbres de volants* ou des *arbres à manivelles*, pour lesquels la dispersion de la chaleur se produit surtout par une moitié du coussinet (la moitié inférieure), et auxquels fait défaut le vif courant d'air qui favoriserait le refroidissement, recevaient autrefois des dimensions correspondant à $c = 15\,000$ ($T_t = 0,5$ ou $k v = \infty 8$) ; en employant du bronze blanc on est allé jusqu'à $c = 40\,000$ ($T_t = 1 \frac{1}{3}$ ou $k v = 21$), en supposant que la pression sur le coussinet vienne moins de poids agissant invariablement de haut en bas, que de la pression sur le tourillon de manivelle, sujette à changer de grandeur et de direction.

Il convient aussi de mentionner que l'on trouve, sur les machines qui commandent des laminoirs, des valeurs notablement plus importantes encore de c ($T_t, k v$) ; mais il est à remarquer que, dans ce cas, on a le plus souvent la précaution de faciliter extrêmement la dispersion de la chaleur au moyen du refroidissement par l'eau.

¹ Pour la vérification de tourillons exécutés il est commode d'opérer le calcul en recherchant si le produit de la pression par unité de surface $k = P : l d$ et si la vitesse circonférentielle du tourillon $v = \omega r = 0,5 \omega d$ dépasse ou non la mesure jugée admissible. En suivant cette voie on est conduit avec $\mu = 0,5$ à :

$$T_t = \frac{\frac{4}{\pi} \mu P v}{l d} = \frac{4}{\pi} \mu k v,$$

$$k v = \frac{\pi}{4} \frac{1}{\mu} T_t = 15,7 T_t,$$

de façon que le travail de frottement admissible $T_t = 1$, correspond à un produit admissible $k v = 15,7 = \infty 16$, ou si l'on tient compte de la formule 371 :

$$k v = \frac{\pi}{4} \frac{1}{\mu} \frac{\mu c}{1500} = \frac{\pi}{6000} c.$$

0,05

Cette précaution se trouve fréquemment appliquée aussi, depuis quelque temps, à des machines servant à la commande de dynamos; pour ces machines, dont l'arbre coudé repose ordinairement sur un grand nombre de coussinets, et sur lesquelles il est impossible de déterminer avec quelque certitude la pression que subit chacun de ces coussinets, le refroidissement par l'eau semble certainement devoir être conseillé. On peut citer, comme exemple de ces machines, les moteurs verticaux de 1000 chevaux, à deux cylindres, de la station centrale d'électricité de Berlin. Ces machines, fournies par *Van den Kerchove*, à Gand, ont chacune un arbre à double vilebrequin, dont la longueur est d'environ 11 m, et qui repose sur 6 coussinets possédant tous (ainsi que les glissières des guides rectilignes), un dispositif de refroidissement par l'eau.

Les essieux des *wagons de voyageurs* sur les *chemins de fer* fonctionnent encore d'une manière satisfaisante avec $c = 80\,000$ ($T_t = 2 \frac{2}{3}$, k allant jusque près de 30 kg), les axes des locomotives à trois essieux donnent, aux grandes vitesses, jusqu'à $c = 150\,000$ ($T_t = 5$, avec k atteignant à peu près 20 kg). Les *tourillons des manivelles extérieures de locomotives* vont jusqu'à 250 000 ($T_t = 8 \frac{1}{3}$). Dans ce cas, il est vrai — en dehors de la construction spéciale des coussinets — il existe cette circonstance importante que la vitesse des trains augmente avec le nombre de tours et que, par suite, la dispersion de la chaleur augmente aussi. Sur les tourillons mentionnés en dernier lieu, le refroidissement qui s'opère par les surfaces des bouts d'essieux et par les faces latérales des têtes de bielles acquiert en outre une grande importance. On compte aussi, pour les locomotives, sur une usure qui, pour des moteurs fixes à vapeur, serait considérée comme inadmissible si elle se produisait dans le même temps.

D'après les observations faites ci-dessus au sujet des coefficients de frottement applicables aux tourillons, il semble tout à fait naturel d'admettre qu'en satisfaisant, aussi complètement qu'on peut le faire, aux conditions susceptibles de réduire le frottement autant qu'il peut l'être, on peut travailler avec des valeurs de c multiples de celles que l'on est disposé à considérer comme d'une certitude éprouvée¹. Il est vrai que, dans ce cas, on augmente les chances d'irrégularités de fonctionnement, susceptibles d'occasionner un échauffement très rapide et les inconvénients qui en sont la conséquence. Si, par exemple, un tourillon faisant un grand nombre de tours avec le coefficient de frottement 0,005, valeur très possible d'après ce qui a été expliqué plus haut, est froid pendant son fonctionnement, il se peut qu'une irrégularité quelconque dans le graissage, dans la position des coussinets du tourillon, etc. mette en contact les corps solides en quelque endroit des surfaces glissantes; or, le frottement de corps solides se substituant au frottement d'un liquide peut élever le coefficient de frottement et le rendre dix et même vingt fois plus grand, ce qui produira nécessairement un échauffement du tourillon et de ses coussinets.

Voici, maintenant, comment on doit procéder au *calcul du tourillon*: on établit d'abord le maximum admissible de valeur de $l:d$ d'après la formule 369; on détermine ensuite, d'après l'égalité $P = k l d$, d pour un certain rapport $l:d$ que l'on doit adopter au plus égal à ce maximum de valeur. De d résulte l . Il faut voir ensuite si cette valeur l satisfait ou non à la relation 372. Dans le premier cas on peut conserver les valeurs obtenues d et l , dans le second cas, au contraire, on doit calculer d'après la formule 372 la longueur l puis, d'après elle, le diamètre d au moyen de la formule 366, en supposant que l'on juge admissible une augmentation de l dans les conditions données (voir les exemples suivants).

¹ A cet effet il y a surtout lieu de tenir compte des conditions mentionnées dans la note 1 placée au bas de la page 363.

On peut prendre pour hauteur de l'épaulement x , fig. 281, p. 363 :

$$x = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm à } \frac{d}{10} + 5 \text{ mm.}$$

Exemples.

1. On doit trouver les dimensions du tourillon de manivelle d'un moteur à vapeur, faisant 60 tours à la minute et pour lequel la plus grande pression à attribuer au tourillon dans le calcul, en tenant compte de l'effort de flexion et de la pression par unité de surface, atteint 7800 kg, tandis que la pression moyenne résultante du tourillon, qui détermine le travail de frottement pour une révolution, est de 6000 kg.

En supposant que l'on emploie l'acier fondu comme matière du tourillon, il résulte de l'égalité 369, avec $k_f = 500$ (comme l'effort ne change pas complètement, on pourrait prendre k_f encore un peu plus haut) et $k = 60$:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 \cdot 500}{60}} = \sqrt{1,67} = 1,3.$$

En s'appuyant sur cette valeur on trouve :

$$\begin{aligned} 7800 &= 60 \cdot 1,3 d^2, \\ d &= 10 \text{ cm,} \\ l &= 1,3 d = 13 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Le rapport 372 conduit, avec $c = 37\,500$ à :

$$l \geq \frac{6000 \cdot 60}{37\,500} = 9,6 \text{ cm,}$$

et l'on satisfait à cette condition avec $l = 130 \text{ mm}$.

Si le nombre de tours de la machine était tel que l'on obtint $l > 130 \text{ mm}$, on devrait, en considérant qu'il est bien difficile, avec un tourillon de manivelle, d'assurer d'une manière durable le contact uniforme du tourillon avec ses coussinets, et cela d'autant plus que le tourillon est plus long, s'efforcer avant tout de rendre admissible, par la perfection de l'exécution, etc., une augmentation convenable de c . Les longs tourillons de manivelles sont d'une extrême sensibilité, même lorsque l'arbre à manivelle dévie très peu de sa position normale, c'est-à-dire de l'angle droit par rapport au plan d'oscillation de la bielle.

2. Il s'agit de calculer le tourillon chargé de $P = 5000 \text{ kg}$, la pression restant à peu près invariable et dans le même sens, d'un arbre en acier chargé d'une lourde roue et faisant 72 tours à la minute.

Comme c'est en prévision du travail de frottement que l'on doit déterminer la longueur du tourillon dans ce cas, on partira de la formule 372 en y adoptant $c = 15\,000$. De là résulte ensuite :

$$l \geq \frac{5000 \cdot 72}{15\,000} = 24 \text{ cm.}$$

Avec cette valeur et $k_f = 400$ on obtient :

$$\begin{aligned} 5000 \frac{24}{2} &= 40 d^3, \\ d &= \sqrt[3]{1500} = 11,5 \text{ cm} \end{aligned}$$

Nous adoptons $d = 120$ mm. Cela correspond à une pression, sur l'unité de surface, de :

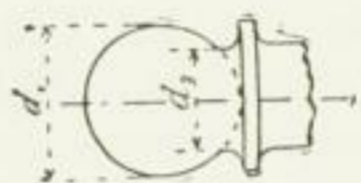
$$k = \frac{5000}{24 \cdot 12} = 17,3 \text{ kg,}$$

valeur avec laquelle la nécessité d'un graissage soigné semble déjà indiquée, si l'on tient compte de l'invariabilité de direction et de la grandeur de la pression (même pendant le repos), et si l'on considère le nombre des tours que fait l'arbre en question.

Si, avec un tourillon *plus long*, on doit pouvoir compter sur un contact uniforme du coussinet, il faut que ce dernier puisse régler de lui-même sa position.

b. TOURILLON SPHÉRIQUE.

Comme nous l'avons déjà remarqué, ce tourillon se trouve employé à peu près exclusivement comme bouton de manivelle (machines à vapeur, châssis de scies alternatives, etc.), parce que, si la forme est exactement sphérique, il est insensible aux dérangements que l'arbre à manivelle peut subir par rapport à sa position normale, et cela est peut-être le seul avantage qu'il présente.



Nous avons vu, à la page 356, que pour la valeur usuelle $l : d = 1,25$ du tourillon cylindrique, le tourillon sphérique du diamètre d_1 est équivalent au premier, de diamètre d , si

$$d_1 = 1,4 d.$$

De là on tire, pour la charge du tourillon cylindrique de manivelle, avec $60 d l$, la charge admissible k du tourillon sphérique en acier fondu et trempé, au moyen des égalités :

$$P = 60 \frac{5}{4} d^2 = k d_1^2 = k \cdot 1,4^2 d^2,$$

ce qui donne :

$$k = 38,3$$

nous porterons, en nombre rond cette valeur à 40 et nous aurons, pour le tourillon de forme sphérique l'égalité :

$$P = 40 d_1^2, \quad (374)$$

dans laquelle d_1 désigne le diamètre de la sphère en centimètres.

On a en outre, si l'on doit poser la chaleur dispersible proportionnelle à $\frac{\pi}{4} d_1^2$,

$$T_t = \frac{T}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

et d'après la formule 362 :

$$T_t \geq \left(\frac{4}{\pi} \mu P \frac{d_1 \omega}{200} \right) : \frac{\pi}{4} d_1^2,$$

d'où, avec $\mu = \frac{1}{20}$:

$$d_1 \geq \frac{P n}{24\,000 T_t},$$

et avec

$$T_t = \frac{5}{4}$$

$$d_1 \geq \frac{P n}{30000} \quad (375)$$

Une circonstance qui, lors de l'installation d'un tourillon sphérique, mérite une attention toute particulière est que ce tourillon doit seulement sa raison d'être à l'hypothèse d'une forme exactement sphérique de sa surface. Son exécution exige donc les plus grands soins. *Un tourillon sphérique, lorsqu'il n'est pas très exactement ajusté, fonctionne beaucoup plus mal qu'un tourillon cylindrique.* La difficulté d'exécution, qui se produit surtout avec des ouvriers insuffisamment habitués à ce travail, peut probablement aussi contribuer à rendre peu fréquente l'exécution des tourillons sphériques. A cela s'ajoute encore la nécessité de leur donner, pour des forces importantes, un grand diamètre qui peut les rendre incommodes. Il faut aussi considérer que la forme sphérique, lors même qu'elle existe à l'origine, s'altère par suite de l'usure.

Pour obtenir des surfaces de contact aussi grandes que possible, on prend le diamètre d_2 au collet du tourillon, fig. 282, un peu juste et l'on monte avec k_f jusqu'à 650 kg, ce qui d'ailleurs est très admissible lorsque l'effort ne change ordinairement pas complètement de sens. Avec $0,4 d_1$ comme bras de levier on obtient alors :

$$40 d_1^2 \cdot 0,4 d_1 = 65 d_2^3$$

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{0,25} = \frac{5}{8} d_1.$$

Exemple.

Pour la machine à vapeur dont il a été question à l'art. a, le tourillon sphérique en acier trempé recevrait un diamètre de :

$$d_1 = \sqrt{\frac{7800}{40}} = 14 \text{ cm.}$$

en admettant :

$$n \leq \frac{14 \cdot 30000}{6000} = 70,$$

ce qui doit être. Au cas contraire il faudrait revenir au rapport 375.

2. Pivots.

Il convient de partir ici des mêmes principes que pour le calcul des tourillons.

a. PIVOT PLAN.

La seconde des conditions mentionnées (p. 362), au commencement de la division II donne, si la pression k sur l'unité de surface est mesurée ici — en négligeant la réduction de surface d'appui due aux rainures de graissage

(10 à 20 %) — par le quotient $P : \frac{\pi}{4} d^2$, l'égalité

$$P = k \frac{\pi}{4} d^2 = \approx 0,8 k d^2. \quad (376)$$

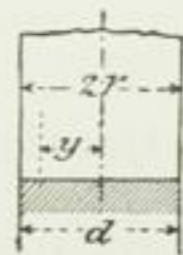


Fig. 261.

5/7

La troisième condition conduit, en admettant que l'on doive poser la chaleur dispersible proportionnelle à la section de pivot $\frac{\pi}{4} d^2$, d'une manière analogue à celle qui a été traitée à propos du tourillon cylindrique, à cette condition que le travail de frottement

$$T : \frac{\pi}{4} d^2,$$

produit sur l'unité de surface du pivot, ne doit pas dépasser, pour un pivot et une crapaudine de même nature et travaillant dans les mêmes conditions, une certaine valeur T_p , c'est-à-dire, en tenant compte de la formule 334 :

$$T_p \leq \frac{\frac{1}{2} \mu P \frac{d}{200} \frac{\pi n}{30}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{\mu P n}{3000 d},$$

d'où

$$d \geq \frac{\mu}{3000 T_p} P n \quad (377)$$

et avec :

$$\frac{3000 T_p}{\mu} = c \quad (378)$$

$$d \geq \frac{P n}{c} \quad \text{ou} \quad n \leq c \frac{d}{P} \quad (379)$$

Si la force P varie pendant une révolution, c'est sa valeur moyenne que l'on doit poser dans les formules 377 à 379, lorsqu'il s'agit du travail mécanique correspondant au frottement $P \mu$.

Ainsi que nous l'avons expliqué en traitant du frottement des tourillons, l'alimentation en huile forme pour les pivots une condition d'une importance toute particulière. La pression admissible k , ainsi que le travail admissible de frottement T_p et le coefficient d'échauffement c dépendent dans une large mesure, et abstraction faite de toute autre cause, de la perfection des installations sous ce rapport. Si l'huile est forcée par une pression, celle d'une pompe par exemple, de s'insinuer entre les surfaces de contact du pivot et de la crapaudine ; si l'on a soin d'obtenir ainsi, non seulement un graissage parfait, mais aussi, en même temps, une élimination de la chaleur, on peut admettre des valeurs assez élevées de k de T_p et de c et, suivant les circonstances, dépasser plus ou moins les valeurs admises pour les tourillons. Si, au contraire, il n'a pas été établi de dispositifs spéciaux pour le graissage et s'il n'existe pas d'influences de nature à favoriser le refroidissement, on ne peut conseiller d'adopter pour k (dans la formule 376) des valeurs supérieures à celles indiquées ci-dessus (p. 365) à l'article des tourillons. Cela donne pour l'acier fondu trempé, sur du bronze de bonne qualité :

$$P \leq \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 90 = \approx 70 d^2.$$

Quand cela est faisable, on reste autant que possible bien au-dessous de ces valeurs.

Depuis quelque temps, on trouve assez fréquemment des pivots de turbines, en *acier fondu* au creuset, tournant sur des grains de crapaudines en *fonte compacte* de dureté

suffisante¹. Il semble que, dans ce cas, on peut aller pour la charge jusqu'au voisinage des valeurs usitées pour les crapaudines en bronze.

En ce qui concerne T_p et c on devrait, dans les conditions indiquées pour les pivots de machines, en adoptant $\mu = \frac{1}{20}$ et par conséquent :

$$d \geq \frac{P n}{60\,000 T_p}, \quad (380)$$

ne pas monter sans nécessité, pour T_p , au delà de $\frac{2}{3}$, ce qui correspond, dans la formule 379, à $c = 40\,000$.

Pour les turbines on trouve, si l'on doit s'en rapporter aux indications des publications faites à ce sujet², des valeurs de c allant jusqu'à 180 000 (ce qui correspond à $T_p = 3$) ; quand le frottement est nul sur la périphérie cylindrique du pivot. La possibilité d'aller aussi loin ne doit pas être contestée si la construction, l'installation et la surveillance sont faites avec soin ; mais ici encore on peut appliquer ce qui a été observé au sujet de c , p. 396 et 370, au sujet des tourillons. Pour les pivots réellement éprouvés, la plus haute valeur que l'auteur connaisse pour $c = 125\,600$ et correspond à $T_p = 2,09$ (pivot d'après la figure 263, surfaces glissantes automatiquement ajustables à cause de la forme sphérique du grain de crapaudine, $d_2 = 140$ mm, $d_1 = 50$ mm, $P = 7536$ kg — exactement mesuré — $n = 150$; matière lubrifiante huile de sénévé), il déconseille donc de dépasser cette valeur et recommande plutôt de rester en dessous.

On doit en outre, pour prendre une décision définitive, observer jusqu'à quel point le frottement se produit sur la surface cylindrique extérieure du pivot. Si ce frottement a lieu en général et dans une mesure importante, on ne doit, en aucun cas, aller avec c jusqu'à la valeur limite considérée comme encore admissible. On devra ensuite mûrement considérer si l'on doit dépasser notablement $c = 40\,000$.

Ce qui précède s'applique à des pivots *tournant constamment*. Pour d'autres pivots *qui ne font qu'osciller ou se meuvent très lentement*, ou font un service *fréquemment interrompu* ou sujet à de grandes *variations*, comme par exemple le pivot d'une grue tournante, etc., on peut admettre pour k une valeur plus élevée, en se basant sur la remarque faite p. 365 et 366. La même observation s'applique à c au sujet duquel il convient de se reporter à la note 1 placée au bas de la page 363, ainsi qu'à la page 370.

Exemples.

1. Un arbre vertical de transmission chargé de $P = 3200$ kg et vertical doit avoir un pivot en acier fondu et trempé. Le nombre de tours atteint 120 à la minute.

¹ Il arrive même que l'on emploie des crapaudines en bois (chêne ou gâfac), comme le montre par exemple la turbine exécutée par la maison de l'Amérique du Nord *Stilwell et Bierce* à Dayton, fig. 25, p. 897 de la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1893 : une pointe de pivot en fonte tourne sur la crapaudine en bois cintrée en forme de sphère, dont le diamètre doit être tenu aussi grand que possible. D'après les indications de *Reichel, Stilwell et Bierce* laissent séjourner dans l'huile, pendant plusieurs mois, le bois de chêne destiné aux crapaudines, tandis que l'*Holyoke Machine Co* emploie du bois de chêne vert que l'on a fait bouillir pendant 20 heures dans l'huile avant de l'employer. Avec une charge de 8 à 20 kg/cmq en nombre ronds, les pivots doivent tourner dans l'eau sans graissage spécial ; quelques-uns d'entre eux ont atteint 15 années de service.

² Il n'est pas rare que l'on fasse entrer dans le calcul, pour une valeur notablement exagérée, la partie de la charge, sur le pivot, qui provient de la pression de l'eau ; dans ce cas, assurément on trouve des pivots fonctionnant très bien avec des valeurs élevées de k et de c ; mais ces valeurs ne sont que des résultats de calcul et celles de la réalité sont notablement inférieures. (Les indications nécessaires, au sujet de la détermination des pressions sur les pivots de turbines, se trouvent dans le § 15 du travail de l'auteur : *Die Wasserräder*, Stuttgart, 1886).

La relation 379 exige, avec $c = 40\ 000$:

$$d \geq \frac{3200 \cdot 120}{40\ 000} = 9,6 \text{ cm},$$

ce qui correspond à une pression, par unité de surface, de

$$k = \frac{3200}{\frac{\pi}{4} \cdot 9,6^2} = 44 \text{ kg},$$

valeur que l'on peut admettre.

2. La charge du pivot, placé au-dessus de l'eau, d'une turbine qui fait 60 tours à la minute atteint 6000 kg.

La relation 379 implique :

$$d \geq \frac{6000 \cdot 60}{40\ 000} = 9 \text{ cm}.$$

D'après cela, la pression sur l'unité de surface atteindrait :

$$k = \frac{6000}{\frac{\pi}{4} \cdot 9^2} = 94 \text{ kg}.$$

Pour la diminuer, nous nous décidons à prendre

$$d = 100 \text{ mm},$$

ce qui correspond à

$$k = \frac{6000}{\frac{\pi}{4} \cdot 10^2} = 76 \text{ kg}.$$

3. Une turbine dont le pivot est chargé de 1200 kg fait 150 tours à la minute.

Si l'on tient compte de ce que, pour des charges de pivot relativement faibles, on peut aussi adopter une pression réduite sur l'unité de surface, nous nous décidons pour k à peu près égal à 50 kg, de façon que

$$1200 = 50 \frac{\pi}{4} d^2,$$

d'où :

$$d = 5,5 \text{ cm}.$$

Le rapport 379 serait réalisé avec $c = 40\ 000$.

$$d \geq \frac{1200 \cdot 150}{40\ 000} = 4,5 \text{ cm},$$

$d = 5,5 \text{ cm}$ est donc suffisant.

b. PIVOT ANNULAIRE.

On applique ici les égalités :

$$P = k \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \quad (381)$$

$$d_2 - d_1 \geq \frac{\mu P n}{300 T_p} = \frac{P n}{60\ 000 T_p} = \frac{P n}{c} \quad (382)$$

en admettant que l'on pose $\mu = \frac{1}{20}$. La remarque faite à l'article *a* s'applique à T_p ainsi qu'à c .

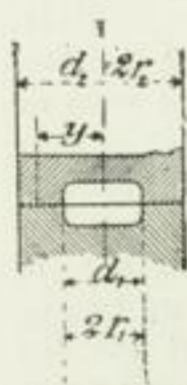


Fig. 263.

3000

L'auteur a déjà fait remarquer, p. 344, l'avantage que l'on trouve à supprimer la partie médiane d'un tourillon plan pour le transformer en pivot annulaire. La perte de surface d'appui résultant de cette suppression est relativement sans importance et peut être facilement compensée par une augmentation de d_2 . Si, par exemple, on a obtenu pour le diamètre d'un pivot plein $d = 120 \text{ mm}$ et si, dans le cas d'une transformation on adopte $d_1 = 50 \text{ mm}$, on retrouvera la surface primitivement disponible, d'après l'égalité

$$\frac{\pi}{4} (d_2^2 - 5^2) = \frac{\pi}{4} 12^2,$$

qui déterminera le diamètre

$$d_2 = \sqrt{12^2 + 5^2} = 13 \text{ cm.}$$

La suppression de la surface d'un cercle intérieur de 50 mm de diamètre n'exige donc qu'une augmentation de 10 mm pour le diamètre extérieur.

La perte relative de surface d'appui résultant de la présence des conduits de graissage est aussi notablement plus grande pour le pivot plein que pour le pivot annulaire.

Le pivot plein ordinaire, avec trou de graissage au milieu, est d'ailleurs, à la rigueur, un pivot annulaire.

Par contre, ce dernier donne lieu à une plus grande perte de travail par suite du frottement; pour l'exemple donné, le rapport est de $12 : (5 + 13) = 1 : 1,5$.

Si l'on pose $d_2 - d_1 = 2b$ égal au double de la largeur b de l'anneau, il appert — avec l'exactitude permise par les bases du calcul —, que *les précautions à prendre contre l'échauffement n'exigent qu'une largeur d'anneau déterminée, quel que soit l'écartement de la surface annulaire par rapport à l'axe.*

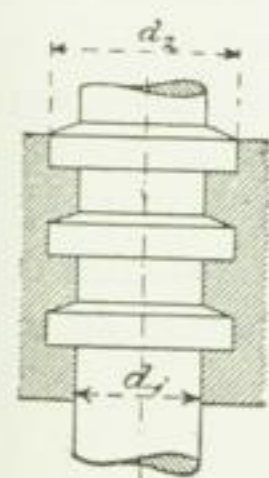


Fig. 283.

Pour maintenir aussi bas que possible le travail de frottement, qui grandit proportionnellement à cet écartement, on divise en plusieurs parties la largeur d'anneau nécessaire. De là résulte le *pivot cannelé*, fig. 283.

Le diamètre d_1 du pivot cannelé se détermine simplement en prévision de la résistance. Le diamètre d_2 dépend du jugement du constructeur. Plus la différence $d_2 - d_1$ est petite, plus il faut d'anneaux, et inversement. La formule empirique suivante peut servir de base :

$$b = 0,1 d_1 \text{ à } 0,15 d_1.$$

Si $d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$ désigne le diamètre moyen et ν le nombre des

anneaux, les égalités

$$P = k \pi d_m b \nu = \approx 3,2 k d_m b \nu$$

donnent :

$$b \nu = \frac{P}{3,2 k d_m} \tag{383}$$

de plus :

$$b \nu \geq \frac{\mu \cdot P n}{6000 T_p} = \frac{P n}{c} \tag{384}$$

Un défaut des pivots cannelés est la difficulté de faire porter également les nombreux anneaux nécessaires pour les grandes valeurs de P — valeurs qui, avant tout, justifient l'emploi de ces pivots — et, dans le cas où l'on parviendrait à obtenir une pression égale de ces anneaux, il n'est pas moins difficile d'entretenir entre eux cette égalité de pression. On les évite, en conséquence, autant qu'on peut le faire. La construction des turbines, en

particulier, les a de nouveau abandonnés assez fréquemment, pour revenir aux pivots plans et annulaires. On préfère, dans ce cas, admettre des diamètres allant jusqu'à 160 mm et même davantage, plutôt que de recourir à un pivot cannelé. C'est surtout dans la marine que les tourillons cannelés trouvent encore un emploi. Depuis quelque temps on recommence à s'en servir plus fréquemment sur les appareils de levage, etc., à cause des nombreux usages que l'on a trouvés à la commande par vis sans fin ; dans ce cas, le tourillon cannelé possède, comparativement au pivot simple, l'avantage d'agir même lorsque le sens de la pression change pour le pivot. (Voir à ce sujet la figure 221, pl. 31, ainsi que la fin du chapitre quatrième.)

La difficulté signalée ci-dessus conduit à donner seulement à k , pour les pivots cannelés, la moitié de la valeur indiquée plus haut pour les pivots ordinaires, c'est-à-dire au plus 40 à 45 kg, avec acier fondu sur bronze. Souvent cela est encore beaucoup trop. La nécessité de disperser la chaleur conduit d'ailleurs ordinairement à des dimensions telles que k devient très faible et n'atteint souvent que quelques kilogrammes.

Il en est à peu près de même pour T_p et c que pour k . L'élimination de la chaleur par les ν surfaces annulaires, de largeur b et de diamètre moyen d_m , est bien plus imparfaite que celle obtenue avec une surface annulaire pour le pivot, fig. 263 ; il ne semble donc pas que l'on doive conseiller d'aller avec c , dans la formule 384, au delà de la moyenne de 20 000 (c'est-à-dire $T_p = \frac{1}{6}$ avec $\mu = \frac{1}{20}$). Plus ν est grand, plus il faut adopter de petites valeurs de c et de k .

Il arrive même, quand des pivots cannelés et leurs coussinets à l'état de neuf ou rodés mutuellement par l'usage devraient avoir entre eux un contact uniforme, qu'une modification de température altère subitement cette uniformité, par suite de la dissemblance des coefficients de dilatation (acier, bronze, fonte, etc.). Plus le pivot et les coussinets s'échauffent par suite de l'altération de l'uniformité de contact, plus la charge porte irrégulièrement et plus l'échauffement augmente.

Le minimum d'épaisseur des anneaux se détermine en prévision de la flexion, il doit être convenablement majoré à cause de l'usure. La distance de deux anneaux, c'est-à-dire la largeur des cannelures dépend, d'une manière tout à fait analogue, de la nature de la matière du coussinet.

Exemples.

1. Pour le tourillon cannelé d'un vapeur à hélice, le nombre de tours atteint 60, la pression axiale 15 000 kg, la largeur des anneaux 50 mm. Le nombre des anneaux se détermine alors d'après la formule 384, avec $c = 20 000$ au moyen de :

$$5 \nu \geq \frac{15\,000 \cdot 60}{20\,000} = 45$$

et l'on a :

$$\nu = 9.$$

A $d_m = 400$ mm correspond :

$$k = \frac{15\,000}{40 \pi \cdot 5 \cdot 9} = 2,7 \text{ kg.}$$

2. Le pivot cannelé d'une turbine reçoit une pression axiale de 12 000 kg et fait 50 tours à la minute. Avec 40 mm de largeur des anneaux on trouve pour le nombre de ces derniers :

$$\nu = \frac{12\,000 \cdot 50}{4 \cdot 20\,000} = 8$$

et avec $d_m = 250 \text{ mm}$:

$$k = \frac{12\,000}{25 \pi \cdot 4 \cdot 8} = 4,7 \text{ kg.}$$

Dans le cas actuel il suffirait d'après l'égalité 376, avec $k = 80$, d'un pivot de turbine, placé hors de l'eau, dont le diamètre serait :

$$d = \sqrt{\frac{12\,000}{\frac{\pi}{4} \cdot 80}} = \approx 14 \text{ cm.}$$

La nécessité de disperser la chaleur exigerait, d'après la formule 379, si l'on posait, ce qui est admissible, $c = 50\,000$:

$$d \geq \frac{12\,000 \cdot 50}{50\,000} = 12 \text{ cm.}$$

Il convient de signaler l'erreur complète que l'on commettrait en installant, dans ce cas, un pivot cannelé. La perte de travail par frottement atteindrait :

pour le pivot ordinaire, avec $d = 140 \text{ mm}$:

$$T_1 = \frac{1}{2} P \mu r \omega = \frac{1}{2} P \mu \omega \cdot 0,07,$$

pour le pivot cannelé :

$$T_2 = \frac{1}{2} P \mu (r_2 + r_1) \omega = \frac{1}{2} P \mu \omega \cdot \frac{0,29 + 0,21}{2},$$

c'est-à-dire :

$$T_2 : T_1 = 25 : 7 = 3,6 : 1,$$

en supposant qu'il faille admettre la même valeur pour μ dans les deux cas. En réalité, μ sera plus grand pour le pivot cannelé et, par conséquent, la différence de la perte de travail sera encore plus importante.

c. PIVOT SPHÉRIQUE.

La marche du calcul est la même. On doit prendre comme pression admissible sur l'unité de surface, dans $P = k \frac{1}{2} d^2 = k_1 (2r)^2$:

$$\text{pour } \varphi_1 = \frac{\pi}{4} \quad \frac{\pi}{2},$$

$$k_1 = 0,5 k \quad 0,7 k.$$

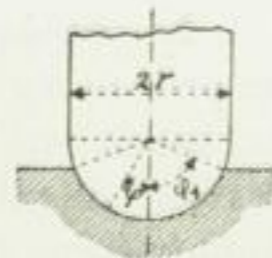


Fig. 267.

Des exemples de construction de pivots et tourillons seront donnés à propos des pièces dont ils font partie (axes, arbres, manivelles, etc.).

B. AXES ET ARBRES

Sous le nom d'axes on comprend des supports de parties de machines, tournants ou oscillants et pourvus de tourillons. Si ces axes ont pour but, non seulement de servir de supports ou d'appuis, mais encore de transmettre un moment de torsion, ils reçoivent le nom d'arbres. Si d'abord on fait abstraction des axes et arbres verticaux, soumis à des

efforts de pression, ainsi que de l'influence de la force de cisaillement qui, presque sans exceptions, accompagne la flexion et la torsion, les axes ne sont guère soumis qu'à des moments de flexion, tandis que les arbres subissent à la fois des moments de flexion et de torsion. Le calcul des arbres contient par conséquent celui des axes comme cas particulier. A la rigueur, tout axe est un arbre puisque le frottement des tourillons fournit un moment de torsion.

Pour les dimensions, on peut se baser sur l'effort qu'imposent à la matière la flexion et la torsion soit isolées, soit combinées (effort dans le sens du premier point de vue mentionné à l'art. *d*, p. 68), mais on doit tenir compte aussi de la déformation que subissent l'axe ou l'arbre (second point de vue, art. *d*, p. 68). Sous ce dernier rapport, c'est surtout la flexion transversale qui mérite d'être considérée. Cependant, comme cette circonstance est encore fréquemment négligée, nous la signalerons avec quelques détails. Figurons-nous, par exemple, un arbre reposant à ses extrémités sur des coussinets et chargé en outre de son propre poids, d'une poulie (dont la courroie tire vers le bas), et d'une roue conique d'engrenage, cet arbre subira une flexion transversale; à peu près comme la figure 284 le représente d'une manière exagérée. Cette flexion transversale a pour conséquences :

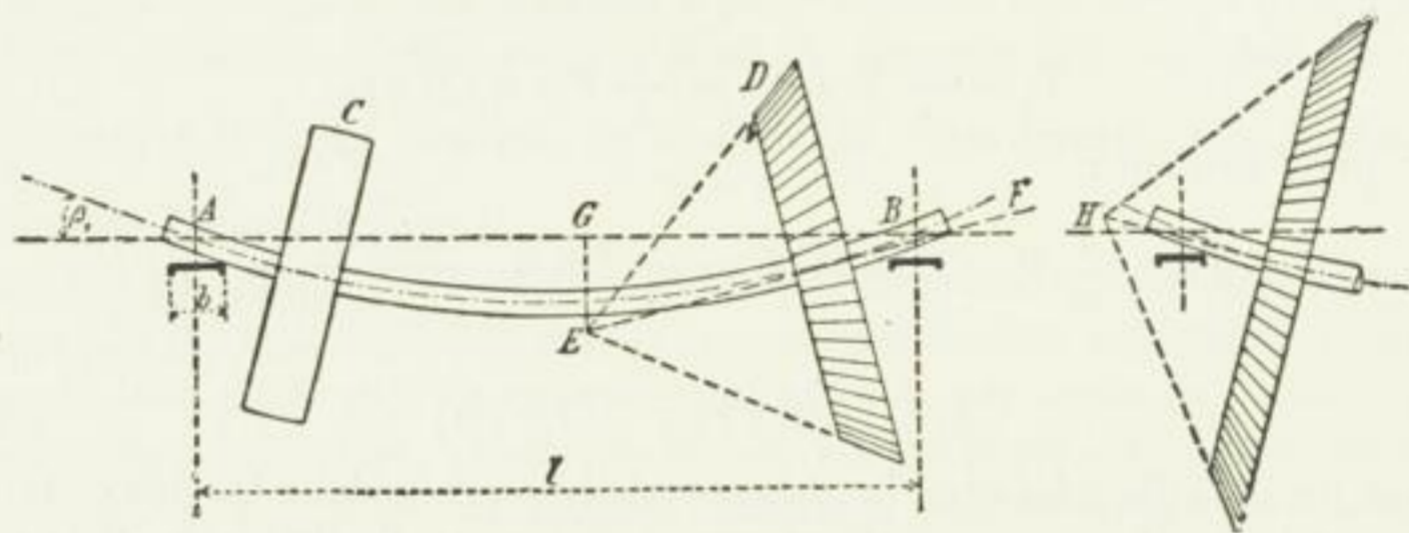


Fig. 284.

1. de détruire l'*uniformité* du contact entre les coussinets et l'arbre;
2. de faire tomber le sommet E du cône servant de base à la roue D à une distance GE plus ou moins grande au-dessous de l'axe de l'arbre supposé rectiligne, et d'incliner sur l'horizon l'axe EF autour duquel la roue D tourne en réalité;
3. de faire tourner le plan médian de la poulie C, non plus perpendiculairement à AGB, mais autour d'un axe incliné sur l'horizon.

La conséquence mentionnée sous le numéro 1 occasionne, dans le cas où le coussinet ne peut se régler de lui-même, une concentration de la pression du tourillon et du coussinet sur le côté intérieur du coussinet et, par suite, un échauffement ou un grippement des surfaces de glissement. Plus la largeur b du coussinet est grande et plus s'accroît l'angle β_1 dont la ligne élastique de l'arbre, dans le coussinet, est inclinée sur l'horizon, plus l'action de cette répartition de la pression sur un seul côté se fait sentir. Avec des tourillons dont la longueur est importante, comparativement au diamètre, il doit se produire une répartition unilatérale de la pression, plus faible à la vérité, même quand le coussinet peut se régler de lui-même dans son palier; car la partie de l'arbre qui correspond à la largeur du coussinet — si on la considère isolément — ne reste pas droite mais se courbe aussi par suite de la flexion transversale.

De là résulte la nécessité d'adopter une disposition et des dimensions telles que l'irrégularité, mentionnée ci-dessus, de répartition de la pression, sur le coussinet, reste comprise entre certaines limites.

La conséquence citée au numéro 2, où les axes des deux roues coniques qui travaillent ensemble cessent en général de se couper mais viennent se croiser doit, surtout quand la seconde roue de la paire se trouve placée comme celle représentée figure 284, à droite, donner lieu à une marche défectueuse des roues. En pareil cas, il est nécessaire de chercher à diminuer le plus possible la différence de hauteur des points E et H, en choisissant convenablement la place des roues sur les arbres et en adoptant des diamètres d'arbres suffisants.

La position oblique de la poulie C, signalée sous le numéro 3, agit d'une manière nuisible sur la marche de la courroie et donne lieu à la nécessité de réduire cette obliquité autant que possible en mesurant largement le diamètre des arbres.

Il est bon, en tous cas, d'adopter un écartement aussi faible que possible des portées de ces arbres, afin de réduire en même temps les moments fléchissants en plaçant les poulies, roues, etc., aussi près des paliers qu'on peut le faire.

S'il s'agit, non plus d'un arbre porté à ses extrémités sur des paliers, mais de toute une suite d'arbres, comme celle représentée figure 285 et qui, composée de plusieurs bouts



Fig. 285.

d'arbres distincts, réunis par des accouplements, repose sur des paliers dont le nombre est en rapport avec sa longueur, la flexion transversale est, à la vérité, moindre, toutes les autres conditions restant les mêmes, tant que les paliers conservent leur position normale ; mais il ne faut ordinairement pas compter sur une réalisation durable de cette condition. D'autre part, beaucoup d'accouplements et surtout les accouplements mobiles ne réunissent pas les extrémités des arbres d'une manière assez invariable pour que l'on puisse considérer la suite des divers bouts d'arbres comme ne formant qu'un seul tout¹. Il est même nécessaire, dans certaines conditions, de disposer un des accouplements, au moins, de manière à permettre un mouvement longitudinal d'une partie de l'arbre par rapport à la partie immédiatement adjacente. Il en est de même, en substance, pour la succession de plusieurs arbres supportés par un certain nombre de paliers, que pour le bout d'arbre isolé sur lequel nous avons appelé l'attention, et la présence des accouplements rend quelquefois l'effet encore plus sensible.

I. Calcul des axes et des arbres.

Si l'on désigne, pour la section considérée, par :

M_f le moment fléchissant²,

M_r » de torsion,

I » d'inertie qui entre en ligne de compte en présence de la flexion considérée.

¹ Au point de vue du principe, il est intéressant de citer la disposition des accouplements dans les coussinets, avec utilisation, comme tourillon, de la douille d'accouplement (A. Dülken, brevet allemand n° 44037, du 31 janvier 1888).

² En déterminant M_f pour des axes et des arbres soumis ou susceptibles d'être soumis, par la tension de câbles ou de courroies, à des efforts assez importants, on doit tenir compte de ce que l'on est ordinairement tenu d'appliquer aux transmissions par câbles et par courroies, à tension par allongement

e l'écartement, par rapport à l'axe neutre, de la fibre soumise au maximum d'effort,

k_f l'effort de flexion admissible,

k_r » torsion » ,

d le diamètre d'un arbre plein,

d_1 » intérieur d'un arbre creux,

d_2 » extérieur » » ,

$S = \frac{\pi}{4} d^2$ ou $\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$, la section de l'arbre,

N le nombre de chevaux de force à transmettre au moyen de l'arbre,

n le nombre de tours de l'arbre à la minute,

θ l'angle relatif de torsion,

θ_1 l'angle de torsion pour deux sections éloignées de la distance l ,

α le coefficient d'allongement (voir p. 2 et suivantes),

β » de cisaillement (p. 43 et suivantes).

1. Axes.

Pour le travail à la flexion considéré isolément, on a :

$$M_f = k_f \frac{I}{e} .$$

Section : cercle plein :

$$M_f = k_f \frac{\pi}{32} d^3 = \infty \frac{1}{10} k_f d^3 \quad (385)$$

Section : anneau circulaire :

$$M_f = \infty \frac{1}{10} k_f \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \quad (386)$$

Si l'épaisseur de paroi $s = \frac{d_2 - d_1}{2}$ est relativement petite, on peut, en introduisant le diamètre moyen $d_m = 0,5 (d_1 + d_2)$, poser :

$$\frac{I}{e} = \frac{\pi}{32} \frac{(d_2^2 + d_1^2)(d_2 + d_1)(d_2 - d_1)}{d_2} = \frac{\pi}{4} d_m^2 s = \infty 0,8 d_m^2 s,$$

$$M_f = 0,8 k_f d_m^2 s \quad (387)$$

Dans la plupart des cas la direction de la force change constamment, on doit, en conséquence, poser :

pour l'acier fondu	pour le fer fondu et soudant	pour la fonte	pour l'acier de moulage
(p. 39, 40)	(p. 39, 40)	(p. 39 à 42)	(p. 39 et 42)
		○ ●	
$k_f = 400$ à 500 kg,	300 à 400 kg,	130 à 250 kg,	250 à 350 kg.

(voir p. 320 et suivantes), et surtout aux premières de ces transmissions, un excès de tension fréquemment assez notable et qui peut donner lieu, au début, à une grande fatigue ou à d'importantes flexions des axes et surtout à une forte tendance des tourillons à s'échauffer. (Voir la formule 302, p. 300, ainsi que le paragraphe final de b , α , p. 336).

Dans le cas d'emploi de la fonte on doit tenir compte, en outre, non seulement de la qualité de la matière, de la forme de la section (○ cercle annulaire, ● cercle plein, etc.), mais aussi de l'influence exercée par la présence ou l'absence de la croûte de fonte, comme nous l'avons expliqué p. 40 à 42.

On peut calculer les axes en bois de chêne, de roues hydrauliques, avec $k_f = 60 \text{ kg}$.

Si la direction de la force ne change pas complètement ou ne change généralement pas, les valeurs de k_f doivent être élevées conformément à ce qui a été dit p. 38 et suivantes.

Si l'on doit s'attendre à être obligé de se baser non sur le travail de la matière à la flexion, mais sur la flexion transversale de l'axe, il faut procéder d'après ce qui est indiqué p. 385 et suivantes.

Exemple.

Il s'agit de calculer l'axe oscillant d'une machine à vapeur à balancier. La pression totale de l'axe atteint 18 000 kg.

On doit considérer comme données les dimensions inscrites sur la figure 286.

Nous adoptons un axe en acier fondu au creuset, avec tourillons non trempés. La pression admissible par unité de surface entre les tourillons et les coussinets, en tenant compte du trajet peu étendu que parcourt la surface des tourillons, et des facilités que le changement de sens de la pression donne à l'introduction de l'huile, sera considérée comme égale à 60 kg. De là résulte :

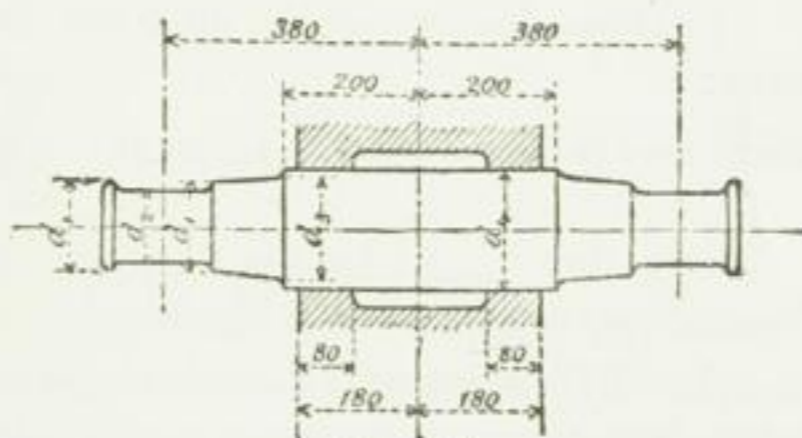


Fig. 286.

d₂

$$9000 = 60 l d^2$$

et en raison de l'égalité 369, p. 363, d'où l'on tire avec $k_f = 500$, $k = 60$:

$$l = 1,3 d_2,$$

$$9000 = 1,3 \cdot 60 d_2^2,$$

$$d_2 = \sqrt{115,4} = 10,8 \text{ cm},$$

$$l = 1,3 \cdot 10,8 = 14 \text{ cm}.$$

La hauteur d'épaulement x trouvée, d'après la page 371, est de

$$\frac{108}{16} + 5 = 12 \text{ mm};$$

ce qui donne :

$$d_1 = \approx 130 \text{ mm}.$$

On a, en outre, pour la section de diamètre d_3 :

$$9000 \cdot (38 - 20) = 50 d_3^3,$$

$$d_3 = \sqrt[3]{3240} = 14,8 \text{ cm},$$

et pour celle du diamètre d_4 :

$$9000 \cdot (38 - 14) = 50 d_4^3,$$

$$d_4 = \sqrt[3]{4320} = 16,3 \text{ cm}.$$

On peut, à cause de la rainure de clavette, porter en nombre rond cette dernière valeur à 170 mm.

2. Arbres.

a. Les efforts de torsion et de flexion servent de bases au calcul des dimensions.

Pour l'effort à la torsion considéré isolément on a, avec une section circulaire pleine :

$$M_r = k_r \frac{\pi}{16} d^3 = \approx \frac{1}{5} k_r d^3, \quad (388)$$

avec une section en anneau circulaire :

$$M_r = k_r \frac{\pi}{16} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} = \approx \frac{1}{5} k_r \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \quad (389)$$

a. Dans les cas où le moment de torsion ne change pas et est exempt de chocs, on aura :

pour l'acier fondu	pour le fer fondu	pour le fer soudant	pour la fonte	pour l'acier de moulage
(p. 39, 40)	(p. 39, 40)	(p. 39, 40 et 70)	(p. 39, 41 et 42)	(p. 39, 42)
$k_r = 900$ à 1200 kg,	600 à 840 kg,	360 à 480 kg,	240 à 300 kg,	480 à 840 kg.

b. Si le moment de torsion varie sans choc, alternativement ou, du moins, fréquemment entre zéro et son maximum de valeur, on a :

$$k_r = 600 \text{ à } 800 \text{ kg, } \quad 400 \text{ à } 560 \text{ kg, } \quad 240 \text{ à } 320 \text{ kg, } \quad 160 \text{ à } 200 \text{ kg, } \quad 320 \text{ à } 560 \text{ kg.}$$

c. Si le moment de torsion varie sans choc proprement dit entre un maximum de valeur $+M_r$ et une valeur qui, considérée dans un sens absolu, est égale ou à peu près égale à $-M_r$, on a :

$$k_r = 300 \text{ à } 400 \text{ kg, } \quad 200 \text{ à } 280 \text{ kg, } \quad 120 \text{ à } 160 \text{ kg, } \quad 80 \text{ à } 100 \text{ kg, } \quad 160 \text{ à } 280 \text{ kg.}$$

Pour le choix des valeurs, on doit tenir compte des remarques consignées page 38 et suivantes ¹.

On doit tenir compte des effets de choc proprement dits en les appréciant tout spécialement.

Le mode de charge *a* se présente rarement avec les arbres ordinaires. Les arbres qui s'en rapprochent le plus sont, par exemple, ceux de turbines et de roues hydrauliques, en tant que les machines opératrices ne consomment pas des quantités très variables de force. Pour les arbres *de ce genre*, k_r est situé entre les valeurs désignées en *a* et en *b*. Pour les arbres en chêne de roues hydrauliques, on doit poser $k_r = 50$ à 60 .

La plupart des arbres tombent dans les limites des modes de charge *b* et *c*.

Pour le mode de charge *c*, il est bon d'éviter l'emploi de la fonte.

Si, au lieu du moment de torsion, c'est le nombre N de chevaux de force à transmettre qui est donné, on tire de :

$$75 N = \frac{M_r}{100} \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi^2}{16} \frac{n d^3}{3000} k_r$$

¹ On pourrait décider, d'après la note placée au bas de la page 388, jusqu'à quel point l'on doit, dans l'emploi des arbres étirés — pleins ou creux —, admettre une élévation des valeurs indiquées.

avec $\pi^2 = 9,87 = \approx 10$:

$$d = \sqrt[3]{\frac{360\,000}{k_r} \frac{N}{n}} \quad (390)$$

En réalité il n'existe pas d'arbres travaillant seulement à la torsion, ils ont toujours un moment fléchissant, ne fût-ce que par suite de leur propre poids, quand leur axe n'est pas vertical. On n'éprouve d'ailleurs, comme on le verra plus tard, aucune difficulté à tenir compte, dans la détermination du diamètre d'un arbre, de l'influence d'un moment fléchissant ; mais c'est un long travail que d'introduire chaque fois, dans les calculs, les divers petits moments fléchissants qui résultent du propre poids de l'arbre, de la pression des poulies, roues d'engrenage, etc., qui doivent se trouver près des paliers, etc. Il est donc commode d'avoir, pour les arbres normaux de transmission, une formule tenant compte des moments fléchissants indiqués comme se présentant ordinairement, ainsi que de la flexion transversale, dans une certaine mesure si restreinte qu'elle soit. On peut, pour des arbres de transmission normaux en fer ordinaire laminé, considérer comme formule de ce genre :

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \quad (391)$$

qui correspond à $k_r = 120$, en supposant que cet effort soit seul considéré.

Pour des arbres sur lesquels sont montées de lourdes roues, etc., et qui, en somme, travaillent fortement à la flexion, cette formule n'est généralement pas applicable et, dans ce cas, il faut introduire le moment fléchissant dans le calcul. Il en est ordinairement ainsi, par exemple, avec les arbres des machines réceptrices, pour les premiers arbres qui reçoivent le mouvement, c'est-à-dire pour ceux qui sont reliés au moteur, etc.

Si l'influence du moment fléchissant M_f se joint à celle du moment de torsion M_r on a d'après la formule 85, p. 25 :

$$k_f = 0,35 \tau + 0,65 \sqrt{\tau^2 + 4(\alpha_0 + \theta)^2}$$

où :

τ désigne la tension normale produite par M_f à l'endroit qui fatigue le plus,

θ l'effort de cisaillement produit au même endroit par M_r ,

α_0 la relation des efforts dans le cas dont nous nous occupons.

$$\alpha_0 = \frac{k_f}{1,3 k_r}$$

En introduisant :

$$\tau = \frac{M_f}{\frac{1}{10} d^3} \quad \text{et} \quad \theta = \frac{M_r}{\frac{1}{5} d^3}$$

on obtient au moyen de l'égalité ci-dessus :

$$k_f = \frac{10}{d^3} [0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_0 M_r)^2}]$$

ou :

$$0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_0 M_r)^2} = k_r \frac{1}{10} d^3 \quad (392)$$

forme qui permet de garder très facilement l'expression en mémoire, à cause de son analogie avec la formule simple de la flexion $M_f = k_f \frac{1}{10} d^3$.

En ce qui concerne le choix de k_f , il est à remarquer qu'à peu d'exceptions près la tension normale varie pour les arbres entre $+\tau$ et $-\tau$, et que, par suite, les valeurs indiquées p. 382 deviennent applicables.

Les remarques nécessaires au sujet de k_r ont déjà été faites ci-dessus.

β . Les déformations (torsion, flexion transversale) déterminent les dimensions.

Il arrive quelquefois que le diamètre d'un arbre est déterminé, non point par l'effort auquel on peut admettre que cet arbre est soumis en présence d'une torsion, mais par la déformation totale que le moment de torsion lui fait subir.

L'angle relatif de torsion θ est déterminé par son arc, au moyen de l'égalité 54, p. 20 :

$$\theta = \frac{32}{\pi} \frac{M_r}{d^4} \beta.$$

L'arc de torsion mesuré à 1 cm de distance de l'axe d'un arbre dont la longueur est l cm, en supposant que l'on pose $32 : \pi = \approx 10$, atteint donc :

$$\theta_l = \frac{10 M_r}{d^4} \beta l = \frac{2\,250\,000}{\pi} \beta \frac{N}{n} \frac{l}{d^4}, \quad (393)$$

d'où, avec $\beta = \frac{1}{770\,000}$ (fer soudant) :

$$\theta_l = \approx 0,93 \frac{N}{n} \frac{l}{d^4},$$

et avec $\beta = \frac{1}{830\,000}$ (fer fondu) :

$$\theta_l = \approx 0,86 \frac{N}{n} \frac{l}{d^4},$$

ou encore, après introduction de :

$$M_r = \frac{1}{5} k_r d^3,$$

$$\theta_l = 2 \beta k_r \frac{l}{d},$$

$$k_r = \frac{1}{2 \beta} \theta_l \frac{d}{l} \quad (394)$$

Cette égalité démontre que, pour une valeur déterminée de θ_l , l'effort admissible k_r doit être proportionnel à d et inversement proportionnel à l , tandis que pour un angle déterminé $\theta = \theta_l ; l$, la première proportionnalité suffit. Plus les arbres sont faibles, plus l'effort admissible k_r doit être petit, en supposant que la torsion de l'arbre ne doive pas dépasser une certaine limite pouvant tout au plus être considérée comme encore admissible.

Si la longueur de la ligne d'arbres est un peu grande, le diamètre relativement faible

et le moment de torsion variable, ce qui est le cas le plus fréquent, non seulement θl peut acquérir une valeur passablement grande, mais l'arbre agira comme ressort, tant par rapport au moteur que par rapport aux machines réceptrices, et ses vibrations inopportunes nuiront à la régularité de la transmission et à la tranquillité de la marche. Pour éviter cet inconvénient, il faut partir d'un arc de torsion θ ou θ_1 considéré encore comme admissible.

La grandeur de cette valeur qui sert de point de départ est influencée, non seulement par la longueur de l'arbre, mais par le genre et la position de la machine réceptrice, l'irrégularité de marche de la machine motrice ou des machines réceptrices, etc., et en somme par des conditions de genres si variés, qu'il est impossible de donner à cet égard des indications applicables dans la généralité des cas. On doit laisser complètement au jugement du constructeur, dans ce cas, le soin de choisir entre θ ou θ_1 ¹.

Les moments fléchissants donnent lieu, plus fréquemment que les moments de torsion, à une déformation des arbres qui, pour une fatigue de la matière restant dans les limites de l'effort admissible, semble avoir une grandeur inacceptable, ainsi que cela a été exposé ci-dessus, p. 380, dans un cas particulier. La flexion transversale de l'arbre et, conséquemment, l'angle dont la ligne élastique s'incline à certains endroits (paliers, plan des roues ou des poulies) sur l'axe primitivement droit (ou supposé tel), peuvent occasionner un échauffement des tourillons et des coussinets, quelquefois même un grippement des surfaces glissantes, une marche saccadée des roues fixées sur l'arbre, etc.

Comme le montrent les formules 26 et suivantes, p. 13 et 14, la flexion transversale, aussi bien que l'écartement des paliers a une influence frappante sur l'inclinaison mentionnée ci-dessus de la ligne élastique. Si, par exemple, on tient compte uniquement du poids propre de l'arbre, ayant un poids spécifique γ et porté sur des paliers écartés de la distance l , avec :

$$I = \infty \frac{1}{20} d^4, \quad Q = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma, \quad P = 0,$$

la flexion au milieu, d'après la formule 27, est :

$$y = \frac{5}{24} \alpha \gamma \frac{l^4}{d^4} \quad (396)$$

et d'après la formule 28 l'angle précité, au milieu du palier, est :

$$\beta_1 = \frac{2}{3} \alpha \gamma \frac{l^3}{d^3} \quad (397)$$

Comme le produit $\alpha \gamma$ pour l'acier ne diffère de celui relatif au fer forgé que d'une

¹ Il est usuel, dans les ouvrages techniques, de tirer de la formule 393 une relation donnant le diamètre d , dans l'hypothèse que θ ne dépasse pas $1/4^\circ$ par mètre courant. Cela donne pour la valeur moyenne :

$$\beta = \frac{1}{800\,000} \\ d = \sqrt[4]{\frac{2\,250\,000}{800\,000 \pi} \frac{N}{n} \frac{100}{\frac{\pi}{180} \frac{1}{4}}} = 2,12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad (395)$$

Pour juger si cette formule peut être d'un emploi général, on peut se baser sur ce qui a été dit plus haut ; mais l'auteur ne connaît pas de résultats d'expériences ni d'exemples pratiques capables de donner à l'hypothèse de $\theta \leq 0,25^\circ$ (pour $l = 100 \text{ cm}$), une base certaine, si limitée qu'elle soit.

Pour des arbres ayant à vaincre de grands moments de torsion, la formule 395 fournit des forces trop faibles ; aussi semble-t-il toujours bon, si l'on utilise cette formule en pareil cas, de vérifier si l'effort et la déformation totale restent confinés entre les limites considérées comme encore admissibles.

21

quantité peu importante, il s'ensuit que la déformation d'un arbre en acier est, à conditions égales, à peu près aussi grande que celle d'un arbre en fer de même diamètre.

Si l'on a réduit un arbre en acier dans la mesure applicable aux efforts qui, autrement, seraient admissibles pour les deux matières, la flexion transversale de cet arbre devient notablement supérieure à celle de l'arbre en fer. Il en est à peu près de même avec la torsion, car le coefficient de cisaillement pour l'acier n'est pas notablement inférieur à celui du fer. En cela réside une des raisons qui obligent à donner fréquemment aux arbres en acier presque la même grosseur qu'à ceux en fer¹. D'après cela aussi, on peut juger les recommandations des livres qui, se basant sur la résistance beaucoup plus grande de l'acier, conseillent assez souvent l'emploi de cette matière pour les arbres de transmission. Toutefois, il est bien entendu que cette remarque ne touche en rien à l'avantage que conserve l'acier de donner, en général, à l'endroit des portées, une surface plus parfaite des tourillons.

En ce qui concerne la grandeur admissible de la flexion transversale y' ou de l'inclinaison β_1 de la ligne élastique, un regard en arrière, sur les détails contenus page 380 et suivantes montre l'influence considérable que doivent prendre les conditions particulières de chaque cas qui se présente. On ne peut donc donner ici aucune règle applicable en général. Pour des arbres qui ne portent pas de roues coniques, il suffit le plus souvent d'obtenir que l'inclinaison β_1 (voir fig. 284, p. 380) ne dépasse pas la valeur $\frac{1}{1000}$. Il est bon, toutefois, de rester au-dessous de cette limite, quand on peut encore le faire sans inconvénient.

Pour les relations auxquelles s'appliquent les égalités 396 et 397, on obtient par division des rapports :

$$\frac{y'}{\beta_1} = \frac{5}{16} l, \quad (398)$$

$$y' = \frac{5}{16} \beta_1 l \text{ ou } \beta_1 = \frac{16}{5} \frac{y'}{l}$$

La condition $\beta_1 \leq 0,001$ conduit d'après cela, dans le cas d'une charge uniformément répartie sur l'arbre, au rapport :

$$y' \leq \frac{5}{16} \frac{l}{1000} = \frac{l}{3200} = \approx 0,0003 l \quad (399)$$

qui correspond à un maximum de flexion transversale admissible de 0,3 mm par mètre de longueur d'arbre.

Si la charge de l'arbre est produite par une force P agissant en son milieu, on déduit des formules 27 et 30, avec $Q = 0$:

$$\frac{y'}{\beta_1} = \frac{1}{3} l, \quad (400)$$

$$y' = \frac{1}{3} \beta_1 l \text{ ou } \beta_1 = 3 \frac{y'}{l}$$

¹ Les choses se passent d'une manière analogue pour les arbres étirés. L'étirage à froid produit une condensation de la matière, surtout à la surface, et agit en élevant les limites d'élasticité et de proportionnalité — d'environ 50 à 100 %, d'après les expériences de l'auteur —, et en augmentant la résistance qui, toutefois, grandit dans une mesure beaucoup moindre. Le coefficient d'allongement, par contre, n'est influencé par l'étirage que d'une manière insignifiante. Naturellement, la ténacité de la matière diminue.

Ce qui vient d'être dit s'applique aussi aux arbres polis par laminage (voir la note au bas de la page 408).

et avec $\beta_1 \leq 0,001$:

$$y' \leq \frac{1}{3} \frac{l}{1000} = \frac{l}{3000}, \quad (401)$$

ce qui correspond à un maximum de flexion transversale admissible de $1/3$ mm sur la longueur d'un mètre d'arbre.

Si l'on admet $\beta_1 = 0,001$ il convient d'ailleurs toujours de vérifier si la longueur du tourillon ne semble pas indiquer l'utilité d'installer des coussinets susceptibles de régler d'eux-mêmes leur position. Des tourillons de 600 mm de longueur sur 200 mm de diamètre et relativement très chargés, comme l'auteur a eu l'occasion d'en avoir sous la main, présenteraient avec $\beta_1 = 0,001$, le contact ayant lieu avec le bord intérieur des coussinets, un écartement de $600 \cdot 0,001 = 0,6$ mm au bord extérieur et, si l'on ne leur appliquait pas le dispositif automatique, ci-dessus mentionné, de réglage des coussinets, il se produirait infailliblement une répartition très inégale de la pression sur ces derniers. Il n'est pas besoin d'expliquer en détail que l'on ne pourrait alors parer à l'échauffement des tourillons en allongeant ceux-ci. Il a été déjà démontré, p. 380 et 381 que, même avec des coussinets réglables, on ne peut dans des cas de ce genre empêcher une certaine tendance de la pression à s'opérer d'un seul côté.

Dans les cas où l'on a exclusivement à tenir compte d'une force P qui charge l'arbre en son milieu, on déduit d de la formule 30, avec $I = \frac{1}{20} d^4$, $\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}$ et $\beta_1 = 0,001$ et l'on obtient :

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{5}{4} \alpha \frac{Pl^2}{\beta_1}} = \sqrt[4]{\frac{5}{4} \frac{1000}{2\,000\,000} Pl^2} = 0,16 \sqrt[4]{Pl^2} \quad (402)$$

Pour une charge simplement répartie uniformément sur l'arbre, la formule 397 donne, avec les valeurs de α et β_1 qui viennent d'être indiquées :

$$d \geq l \sqrt{\frac{2}{3} \alpha \gamma \frac{l}{\beta_1}} = l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{1000}{2\,000\,000} \gamma l} = 0,018 l \sqrt{\gamma l} \quad (403)$$

Si, avec son propre poids, l'arbre porte la charge de plusieurs forces importantes, qui entrent en ligne de compte dans le sens de la question dont nous avons à nous occuper, comme par exemple dans le cas de la figure 284, p. 380, on ne peut généralement se servir ni de la formule 402 ni de la formule 403 ; on doit plutôt, si l'on cherche à obtenir une appréciation exacte, trouver l'inclinaison de la ligne élastique pour les conditions particulières du cas considéré et décider ensuite de la possibilité d'admettre cette inclinaison. En cas de besoin, il faut modifier convenablement les dimensions.

7. Les dimensions se calculent en vue de l'aptitude de l'arbre au travail.

Les arbres qui doivent présenter une résistance suffisante aux actions dynamiques des masses en mouvement, c'est-à-dire qui ont à absorber des forces vives relativement grandes, doivent avoir les dimensions que comporte ce service. D'après ce qui a été dit à la page 27 à ce sujet, le travail que l'arbre peut absorber en se déformant augmente avec le carré de l'effort admissible et le volume de l'arbre. Une circonstance qui mérite l'attention est la réduction importante, produite sur l'aptitude de l'arbre au travail, par une seule portée

creusée au tour sur cet arbre, cette réduction est beaucoup moins sensible sur l'aptitude de

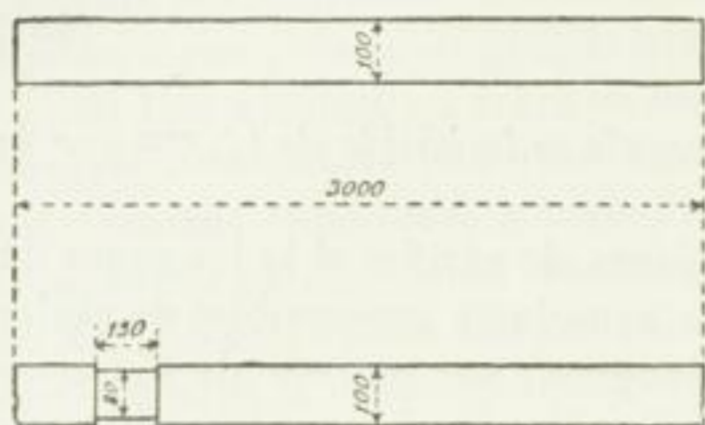


Fig. 287.

Fig. 288.

l'arbre à transmettre la force, comme on peut le reconnaître d'après la considération suivante, qui suppose un travail à la torsion.

L'arbre représenté sur la figure 287 transmet, avec $k_r = 120$, un moment de torsion :

$$M_{r'} = \frac{1}{5} \cdot 120 \cdot 10^3.$$

Son aptitude au travail, déduite de $\beta = \frac{1}{800\,000}$ est :

$$T' = \frac{120^2}{4 \cdot 800\,000} \frac{\pi}{4} 10^3 \cdot 300 \text{ kg.cm.}$$

L'arbre, fig. 288, qui ne diffère du premier que par une portée tournée, transmet, à égalité d'effort, un moment :

$$M_{r''} = \frac{1}{5} 120 \cdot 8^3$$

et possède une aptitude au travail de :

$$T'' = \frac{120^2 \cdot \frac{\pi}{4} 8^2 \cdot 15 + \left[120 \left(\frac{8}{10} \right)^3 \right]^2 \frac{\pi}{4} 10^3 (300 - 15)}{4 \cdot 800\,000} \text{ kg.cm.}$$

On a, d'après cela, les rapports :

$$M_{r'} : M_{r''} = 10^3 : 8^3 = 1,95 : 1$$

$$T' : T'' = 3,56 : 1$$

e'est-à-dire que la portée tournée diminue la faculté de transmettre la force dans le rapport de 2 : 1 environ tandis qu'elle diminue l'aptitude au travail dans la proportion de 3,5 : 1, en nombre rond.

Il y a lieu de déduire de là, comme règle, que les portées creusées au tour doivent être employées seulement là où elles sont absolument nécessaires ou incapables d'avoir l'influence nuisible mentionnée ci-dessus.

§. Ecartement des paliers.

En établissant la formule 391, p. 385, nous avons fait observer qu'elle tient compte de la flexion résultant du propre poids de l'arbre, des accouplements, des poulies, des tensions de courroie, etc., pour des conditions moyennes, c'est-à-dire que si l'on peut poser pour ces arbres (en fer soudant) un effort admissible k_r de 240 kg, on ne doit, en réalité, introduire cet effort dans le calcul que pour 120 kg. A cela s'ajoute la question de l'écartement à donner aux paliers. Pour établir une formule à ce sujet, figurons-nous que la flexion, au lieu d'être produite sur l'arbre par les valeurs qui le chargent est due à une charge unique uniformément répartie sur toute la longueur de cet arbre. Le moyen le plus simple de réaliser cette supposition est de remplacer dans le calcul le poids spécifique γ , de

la matière dont l'arbre est fait, par un multiple de ce poids, tel que γ_1 en rapportant γ_1 au centimètre cube.

On a, par suite :

a, pour l'arbre de *l* centimètres de longueur, reposant librement à ses extrémités sur des paliers, la formule de flexion :

$$M_f = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma_1 \frac{l}{8} = \frac{\pi}{32} \gamma_1 d^2 l^2$$

qui fournit l'effort :

$$\tau = \frac{M_f}{\frac{\pi}{32} d^2} = \gamma_1 \frac{l^2}{d}$$

b, pour la partie comprise entre des paliers écartés de *l* cm, d'un arbre qui se prolonge des deux côtés :

$$M_f = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma_1 \frac{l}{12} = \frac{\pi}{48} \gamma_1 d^2 l^2,$$

$$\tau = \frac{2}{3} \gamma_1 \frac{l^2}{d}$$

Ainsi, pour le cas *a* :

$$k_f = 0,35 \gamma_1 \frac{l^2}{d} + 0,65 \sqrt{\left(\gamma_1 \frac{l^2}{d}\right)^2 + 4(\alpha_0 \theta)^2}$$

et après introduction de :

$$k_f = 300, \alpha_0 = \frac{300}{1,3 \cdot 240} = \infty 1, \theta = 120,$$

$$300 = 0,35 \gamma_1 \frac{l^2}{d} + 0,65 \sqrt{\left(\gamma_1 \frac{l^2}{d}\right)^2 + 4 \cdot 120^2},$$

d'où suit :

$$\frac{l^2}{d} = \frac{450 \cdot 0,527}{\gamma_1}$$

1. Si l'on pose ici :

$$\gamma_1 = 3 \cdot \gamma = 3 \cdot 0,0079 = 0,0237,$$

on obtient :

$$\frac{l^2}{d} = \infty 10\,000$$

et par conséquent :

$$\left. \begin{aligned} l &= 100 \sqrt{d} \text{ pour le cas } a, \\ l &= \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot 100 \sqrt{d} = \infty 125 \sqrt{d} \text{ pour le cas } b. \end{aligned} \right\} \quad (404)$$

Ces rapports s'appliquent aux valeurs suivantes qui se correspondent :

	<i>d</i> = 3	4	5	6	7	8	9	10	12 cm
<i>l</i> = { cas <i>a</i>	170	200	220	240	260	280	300	320	350 cm
cas <i>b</i>	210	240	280	300	330	350	370	400	430 cm

2. Si l'on veut *a priori* tenir compte d'une charge plus forte de l'arbre, ce qui semble pouvoir être conseillé, dans le but d'avoir plus tard, ce qui est commode, plus de liberté pour placer sur l'arbre des poulies, etc., on introduit pour γ une valeur plus élevée que $\gamma_1 = 3\gamma$, surtout quand il s'agit de gros arbres. On est toujours d'autant plus enclin à supposer la possibilité d'admettre de grandes charges que l'arbre est plus gros. En partant de cette considération, on introduira encore :

$$\gamma_1 = 2,57 \sqrt[3]{d} = \approx 0,02 \sqrt[3]{d}$$

De là résulte :

$$\frac{l^2}{d} = \frac{450 \cdot 0,527}{0,02 \sqrt[3]{d}} \text{ ou } l^2 = \frac{11858 d}{\sqrt[3]{d}},$$

$$l = \approx 110 \sqrt[3]{d} \text{ pour le cas } a, \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad (405)$$

$$l = \approx 135 \sqrt[3]{d} \quad \text{»} \quad b, \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\}$$

ces formules fournissent les valeurs correspondantes :

	$d = 3$	4	5	6	7	8	9	10	12 cm
$l = \left. \begin{array}{l} \text{cas } a \\ \text{cas } b \end{array} \right\}$	160	175	190	200	210	220	230	240	250 cm
	190	210	230	245	260	270	280	290	310 cm

Les nombres qui précèdent, en supposant que l'on fasse complètement abstraction du degré d'exactitude dépendant des bases du calcul, ne fournissent qu'une indication. En réalité, l'écartement des portées est fréquemment déterminé par des conditions locales (emplacement des machines réceptrices, dimensions des diverses parties des bâtiments, position des poutres, etc.). Les conditions exposées ci-dessus sous le titre β , peuvent en outre avoir de l'influence sur cet écartement.

ε. Exemples.

1. Il s'agit de calculer le diamètre de l'arbre, représenté fig. 149, pl. 16, d'une roue hydraulique de côté, destiné à commander un défibrage de bois ; cet arbre est en fer soudant de qualité supérieure (fer fin à grain). En A et en B se placent sur l'arbre les deux systèmes de bras de la roue hydraulique, en C se monte la roue droite d'engrenage, dont le diamètre atteint 5800 mm et dont les dents subissent une pression verticale de 2500 kg, dirigée de haut en bas. On peut admettre, par approximation, que le poids de l'arbre lui-même est compris dans les forces qui s'exercent sur les points A, B et C. Ces forces comprennent donc le poids de la roue tout entière, celui de l'eau contenue dans la roue et la pression sur les dents.

La pression sur les portées R_1 et R_2 s'obtient au moyen de :

$$R_1 \cdot 445 = 7500 \cdot 395 + 8000 \cdot 235 + 8000 \cdot 95$$

$$R_2 = 7500 + 8000 + 8000 - R_1,$$

et l'on prend, en nombres ronds :

$$R_1 = \approx 12600 \text{ kg,}$$

$$R_2 = \approx 10900 \text{ kg.}$$

Admettons comme pression sur l'unité de surface, entre les tourillons et les coussinets

en bronze, $k = 25$ et adoptons, en raison de la bonne qualité de la matière $kf = 400$, nous aurons :

$$\begin{aligned} 12\,600 &= 25 \, l \, d_1, \\ 12\,600 \cdot \frac{l}{2} &= 40 \, d_1^3, \\ \frac{l}{d_1} &= \sqrt{3,2} = 1,8, \\ 12\,600 &= 25 \cdot 1,8 \, d_1^2, \\ d_1 &= \sqrt{280} = 16,8 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Nous prenons :

$$\begin{aligned} d_1 &= 170 \text{ mm,} \\ l &= 300 \text{ mm,} \end{aligned}$$

ce qui correspond à :

$$k = \frac{12\,600}{17 \cdot 30} = 24,7 \text{ kg.}$$

Le palier de droite pourrait, il est vrai, comporter un tourillon un peu moins gros ; mais pour des différences relativement petites les frais d'exécution sont moindres quand on fait les deux tourillons égaux. On adopte, en conséquence, d_1 et l pour les deux portées.

Le nombre de tours d'une roue de ce genre étant minime (5 à 6), il n'y a pas à tenir compte du travail de frottement.

Si les prolongements carrés qui se trouvent sur l'arbre et servent, au moyen d'un cric ou autre appareil de levage que l'on y applique, à soulever la roue en cas de besoin, reçoivent une *longueur* assez grande, ils peuvent augmenter dans une mesure anormale la fatigue du tourillon. Si des raisons particulières devaient conduire à exécuter des prolongements aussi longs, ce qui ne sera généralement pas le cas, il faudrait tenir compte de cette circonstance lors de la détermination de d_1 .

De la hauteur d'épaulement $x = 20$ résulte :

$$d_2 = 170 + 2 \cdot 20 = 210 \text{ mm.}$$

La partie de diamètre d_4 est sollicitée par le moment fléchissant :

$$M_f = \infty 12\,600 \cdot 50 = 630\,000 \text{ l.}$$

et par le moment de torsion :

$$M_r = 2500 \cdot 290 = 725\,000.$$

On a par suite, d'après la formule 392 :

$$0,35 \cdot 630\,000 + 0,65 \sqrt{630\,000^2 + (290 \cdot 725\,000)^2} = d_4^3. \quad 40$$

* A la rigueur, on a :

$$\begin{aligned} M_f &= 12\,600 \left(50 + a + \frac{b}{2} \right) - \frac{7500}{2} (1,5a + b) - \frac{7500}{2} \cdot 0,5a \\ &= 12\,600 \cdot 50 + \left[12\,600 \cdot \left(a + \frac{b}{2} \right) - 7500a - \frac{7500}{2} \cdot b \right]. \quad + \end{aligned}$$

que nous remplaçons par la valeur approchée donnée ci-dessus.

La valeur α_0 dépend de k_r , pour lequel le travail à la torsion ne devant varier que rarement entre des limites plus éloignées que $+\theta_{max}$ et $-\frac{\theta_{max}}{2}$, nous avons à prendre :

$$\frac{480 + 320}{2} = 400.$$

On a, d'après cela :

$$\alpha_0 = \frac{k_f}{1,3 k_r} = \frac{400}{1,3 \cdot 400} = 0,77,$$

$$0,35 \cdot 630\,000 + 0,65 \sqrt{630\,000^2 + (0,77 \cdot 725\,000)^2} = 40 d_4^3,$$

$$d_4 = 26,8 \text{ cm},$$

Valeur que nous portons, en nombre rond, à :

$$d_4 = 270 \text{ mm}.$$

en prévision de la diminution de résistance produite par la rainure profonde de la clavette.

D'autre part :

$$12\,600 \cdot (50 - 20) = 40 d_3^3,$$

$$d_3 = \sqrt[3]{9450} = 21,2 \text{ cm},$$

Comme les changements importants et subits de section nuisent beaucoup à la résistance, nous adoptons pour d_3 une valeur ne différant de d_4 que d'environ deux fois la profondeur de la rainure de clavette. Cette condition correspond à $d_3 = 240 \text{ mm}$.

La partie de l'arbre de diamètre d_3 est soumise aux moments :

$$M_f = 12\,600 \cdot 210 - 7500 \cdot 160 = 1\,446\,000,$$

$$M_r = 2500 \cdot 290 = 725\,000.$$

Par suite :

$$0,35 \cdot 1\,446\,000 + 0,65 \sqrt{1\,446\,000^2 + (0,77 \cdot 725\,000)^2} = 40 d_5^3,$$

$$d_5 = 33,6 \text{ cm}.$$

Nous prenons la longueur de cette partie de l'arbre notablement plus grande que le moyeu l'exigerait, et cela dans le but d'avoir une étendue cylindrique assez longue pour que l'on puisse y placer le niveau d'eau. Le défaut d'une telle partie se fait désagréablement sentir lors du montage.

La partie de l'arbre du diamètre d_6 est soumise aux moments :

$$M_f = 10900 \cdot 95 = 1\,035\,500,$$

$$M_r = \frac{2500 \cdot 290}{2} = 362\,500.$$

Par suite :

$$0,35 \cdot 1\,035\,500 + 0,65 \sqrt{1\,035\,500^2 + (0,77 \cdot 362\,500)^2} = 40 d_6^3,$$

$$d_6 = 29,8 \text{ cm}$$

Le diamètre d_7 , déterminé d'après :

$$10\,900 \cdot (95 - 20) = 40 d_7^3$$

est :

$$d_7 = 27,4 \text{ cm.}$$

La partie d'arbre située entre A et B peut rester brute, c'est pour cela que l'on voit sur la figure 149 un collet résultant de la réduction de l'arbre, sur le tour, au diamètre d_5 .

2. Une pompe verticale à double effet est commandée par une roue hydraulique, au moyen d'une manivelle fixée directement sur l'arbre de cette roue. On doit regarder comme données les grandeurs inscrites sur la figure 151, planche 16, ainsi que la pression sur la manivelle, montant à 4000 kg et que l'on peut considérer comme à peu près uniforme. Pour que l'inertie de la roue puisse contribuer à l'obtention d'une marche régulière, nous admettrons une vitesse de 10 tours par minute.

Le maximum de pression $max (R_1)$ sur la portée a lieu pour une pression du tourillon dirigée verticalement vers le bas : il s'obtient par conséquent au moyen de :

$$4000 \cdot 350 + 5000 (190 + 70) = max (R_1) \cdot 300$$

il est :

$$max (R_1) = 9008 \text{ kg,}$$

T 9000

tandis que le minimum de valeur de R_1 , lorsque la pression du tourillon est dirigée verticalement vers le haut, s'obtient au moyen de :

$$- 4000 \cdot 350 + 5000 (190 + 70) = min (R_1) \cdot 300$$

et est :

$$min (R_1) = - 333 \text{ kg.}$$

R_2 acquiert son maximum de valeur pour une pression de tourillon dirigée verticalement vers le haut. Ce maximum résultant de :

$$R_2 \cdot 300 = 5000 (230 + 110) + 4000 \cdot 50,$$

est :

$$R_2 = 6333 \text{ kg.}$$

Pour le tourillon à collet du diamètre d_2 on a :

$$M_f = 50 \cdot 4000 = 200\,000,$$

$$M_r = 50 \cdot 4000 = 200\,000.$$

Par suite, d'après la formule 392 :

$$0,35 \cdot 200\,000 + 0,65 \sqrt{200\,000^2 + (a_0 \cdot 200\,000)^2} = \frac{1}{10} k_f d_2^3.$$

Nous adoptons $k_f = 300$ et faisons faire l'arbre en bon fer fin à grain, dans le but de tenir compte des changements subits de direction de la pression du tourillon au point mort, changement qui, dans ce cas, ne sont pas complètement exempts de chocs. L'effort à la torsion varie entre $+ \theta_{max}$ et 0, par suite :

$$\theta_0 = \frac{300}{1,3 \cdot 240} = \approx 1,$$

$$(0,35 + 0,65 \cdot 1,4142) 200\,000 = 30 d_2^3,$$

$$d_2 = 20,4 \text{ cm.}$$

La longueur du tourillon à collet a été fixée à 250 mm, en vue d'un modèle de palier dont on disposait. Elle donne, par unité de surface la faible pression de :

$$k = \frac{9000}{20,4 \cdot 25} = 17,6 \text{ kg}$$

Le travail de frottement T_t du tourillon rapporté à l'unité de surface de la projection de ce dernier (voir pages 366 et 367), atteint :

$$T_t = \frac{\frac{1}{20} 9000 \cdot 10}{1500 \cdot 25} = 0,12,$$

il est donc bien au-dessous de la valeur admissible.

Fixons d_1 à 200 mm. La différence $d_2 - d_1 = 204 - 200 = 4$ mm suffit à assurer à la manivelle sa position exacte, quand on la passe sur l'arbre. La condition :

$$0,35 (50 - 12,5) 4000 + 0,65 \sqrt{50 - 12,5)^2 4000^2 + 200 000^2} \leq 30 d_1^3,$$

laquelle est assujetti d_1 , est réalisée suffisamment par $d_1 = 200$ mm.

Pour déterminer d_3 on a deux valeurs extrêmes de M_f :

$$\begin{aligned} T &= -350 000 \\ F &= 603 370 \\ M'_f &= 4000 \cdot 160 - 9000 \cdot 110 = -350 000, \\ M''_f &= 4000 \cdot 160 - 333 \cdot 110 = 603 370. \end{aligned}$$

Donc :

$M_f = 603 370$ (lorsque la pression du tourillon de manivelle agit de bas en haut),

$M_r = 50 \cdot 4000 = 200 000$,

$$\begin{aligned} 0,35 \cdot 603 370 + 0,65 \sqrt{603 370^2 + 200 000^2} &= 30 d_3^3, \\ d_3 &= 27,5 \text{ cm}. \end{aligned}$$

Pour déterminer d_4 on a :

$$M_f = 6333 \cdot 70 = 443 310,$$

$$M_r = \frac{4000 \cdot 50}{2} = 100 000,$$

$$\begin{aligned} 0,35 \cdot 443 310 + 0,65 \sqrt{443 310^2 + 100 000^2} &= 30 d_4^3 \\ d_4 &= 24,7 \text{ cm}. \end{aligned}$$

Pour d_5 on a :

$$6333 (70 - 15) = 30 d_5^3,$$

$$d_5 = 22,6 \text{ cm}.$$

Le diamètre de tourillon d_6 se détermine, pour la longueur l , avec $k = 25$, comme suit :

$$6333 = 25 l d_6,$$

$$6333 \frac{l}{2} = 30 d_6^3,$$

$$\frac{l}{d_6} = 1,55,$$

$$6333 \cdot 1,55 = 60 d_6^3,$$

$$d_6 = 12,8 \text{ cm}.$$

Adoptons définitivement :

$$\begin{aligned}d_6 &= 130 \text{ mm,} \\ l &= 200 \text{ mm,}\end{aligned}$$

grandeurs auxquelles correspond une pression, à l'unité de surface, de :

$$k = \frac{6333}{13 \cdot 20} = 24,4 \text{ kg.}$$

Le travail proportionnel de frottement atteint avec le coefficient $\frac{1}{16}$ de frottement du tourillon :

$$T_t = \frac{6333 \frac{1}{16} \frac{10 \cdot 2 \pi}{60}, 0,065}{13 \cdot 20} = 0,1,$$

sa valeur est donc aussi bien inférieure à celle que l'on pourrait admettre.

3. On veut calculer l'arbre à manivelle d'une machine à vapeur horizontale de type ordinaire, fig. 152, pl. 16. La pression du tourillon de manivelle atteint 7800 kg, son plus grand bras de levier par rapport à l'axe de l'arbre à manivelle doit être égal au rayon de cette dernière = 450 mm. La machine fait 60 tours à la minute.

Pour le diamètre et la longueur du tourillon cylindrique de manivelle nous avons trouvé, page 371 :

$$d = 100 \text{ mm,} \quad l = 130 \text{ mm.}$$

Pour la grandeur y , il suffit de :

$$y = \frac{130}{2} + 5 = 70 \text{ mm.}$$

Posons la longueur \overline{l} égale au diamètre d_1 et donnons provisoirement à la longueur du tourillon de portée l_1 la valeur estimée de $1,8 d_1$. Nous avons d'après cela, pour le calcul de d_1 , les valeurs :

$$M_f = 7800 (7 + d_1 + 0,9 d_1) = 7800 (7 + 1,9 d_1),$$

$$M_r = 7800 \cdot 45,$$

$$0,35 \cdot 7800 (7 + 1,9 d_1) + 0,65 \sqrt{7800^2 (7 + 1,9 d_1)^2 + (\alpha_0 \cdot 7800 \cdot 45)^2} = \frac{1}{10} k_f d_1^3.$$

Si, pour un arbre en acier fondu, l'on suppose un effort variant entre τ_{max} et $-\frac{1}{2} \tau_{max}$ (d'après les pages 38 et suivantes, mode de charge situé entre b et c).

$$k_f = \frac{800 + 400}{2} = 600 \text{ kg,}$$

et un effort de torsion variant entre θ_{max} et $-\frac{1}{2} \theta_{max}$.

$$k_r = \frac{600 + 300}{2} = 450 \text{ kg,}$$

par conséquent :

$$\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 450} = \approx 1.$$

T13

En introduisant ces valeurs de k_f et de α_0 , on trouve :

$$7800 [0,35 (7 + 1,9 d_1) + 0,65 \sqrt{(7 + 1,9 d_1)^2 + 45^2}] = 60 d_1^3,$$

$$d_1^3 = 130 [0,35 (7 + 1,9 d_1) + 0,65 \sqrt{(7 + 1,9 d_1)^2 + 45^2}],$$

d'où l'on tire, par un calcul vérificatif :

$$d_1 = 19,3 \text{ cm.}$$

Sous réserve d'une modification ultérieure, on a donc :

$$l_1 = 1,8 \cdot 19,3 = 34,7 \text{ cm.}$$

La pression produite par la force du tourillon de manivelle sur le coussinet de cette dernière, atteint :

$$7800 \frac{220 + \frac{34,7}{2} + 19,3 + 7}{220} = 9257 \text{ kg.}$$

Elle donne lieu à une force horizontale et latérale de :

$$9257 \cos \psi_{max} = \approx 9081 \text{ kg.}$$

en supposant que ψ_{max} exprime la plus grande valeur de l'angle compris entre l'axe du cylindre et la bielle et aussi que l'on pose la valeur usuelle $\sin \psi_{max} = \frac{1}{5}$, ainsi qu'à une force latérale verticale :

$$V = 9257 \sin \psi_{max} = \approx 1824 \text{ kg.}$$

La pression verticale sur le coussinet résultant du poids du volant atteint :

$$8800 \frac{50}{220} = 2000 \text{ kg.}$$

Pour les machines tournant à droite, V doit être retranchée de la dernière force. Pour les machines à gauche, au contraire, V doit être ajoutée à cette force. Dans le premier cas il reste alors comme composante verticale $2000 - 1824 = 176 \text{ kg}$, que l'on peut négliger en présence de la force latérale horizontale 9081 .

Dans le second cas, la pression résultante du tourillon atteint :

$$\sqrt{9081^2 + (2000 + 1824)^2} = 9853. \quad 9854$$

Par suite, d'après la formule 373, p. 368, avec $T_t = \frac{2}{3}$, on a respectivement :

$$l_1 \geq \frac{9081 \cdot 60}{30000 \cdot \frac{2}{3}} = 27,24 \text{ cm,}$$

et :

$$l_1 \geq \frac{9853 \cdot 60}{30000 \cdot \frac{2}{3}} = 29,56 \text{ cm.}$$

La valeur $l_1 = 1,8 d_1$, que nous avons admise à l'origine donnait donc une longueur de tourillon très largement suffisante. Si l'on ne veut pas qu'il en soit ainsi, on considère $l_1 = 30 \text{ cm}$ comme suffisante dans le cas dont il s'agit et l'on a maintenant à exécuter encore une fois le calcul de la détermination de d_1 .

9070

T 9257 F 1851

T 1851 F 149

T 9070 F 1851

Nous obtenons alors, si nous posons *a priori* $d_1 = 19 \text{ cm}$:

$$M_f = 7800 (7 + 19 + 15) = 7800 \cdot 41,$$

$$M_r = 7800 \cdot 45,$$

$$0,35 \cdot 7800 \cdot 41 + 0,65 \sqrt{(7800 \cdot 41)^2 + (7800 \cdot 45)^2} = 60 d_1^3$$

$$d_1 = 19,14 \text{ cm} \approx 192 \text{ mm}.$$

On peut reconnaître d'après cela, que la réduction de longueur du tourillon, lors même qu'elle est poussée jusqu'à un sixième, en nombre rond, n'exerce qu'une faible influence sur le diamètre, aussi l'exécution du dernier calcul aurait-elle pu se remplacer par une estimation convenable.

La pression par unité de surface sur le palier principal atteint respectivement :

$$k = \frac{9081 \cdot 9670}{30 \cdot 19,2} = 15,8 \text{ kg},$$

et :

$$k = \frac{98534}{30 \cdot 19,2} = 17,1 \text{ kg},$$

On consultera les pages 365 et suivantes au sujet de l'admissibilité de ces valeurs. Les remarques insérées à cet endroit pourraient conduire à porter le diamètre d_1 à 200 mm ou la longueur l à 320 mm.

On trouve que la pression verticale exercée sur le tourillon d'arrière par le poids du volant est :

$$8800 \frac{170}{220} = 6800 \text{ kg},$$

et la force résultant de la pression du tourillon de manivelle :

$$7800 \frac{41}{220} = 1454 \text{ kg},$$

en supposant que l'on adopte $l_3 = 190 \text{ mm}$ et $l_1 = 300 \text{ mm}$, et que l'on pose, par conséquent :

$$0,5 l_1 + l_3 + y = 150 + 190 + 70 = 410 \text{ mm}.$$

Dans le cas d'une machine tournant à gauche, on n'a plus à s'occuper de l'influence de cette force, parce que sa pression verticale doit être défalquée de celle de 6800 kg, et peut être négligée. Si, au contraire, la machine tourne à droite, cette force latérale :

$$1454 \sin \psi_{max} = 1454 \cdot 0,197 = 286 \text{ kg}, \quad \text{Fig. 1}$$

doit s'ajouter à la pression 6800 kg. Conséquemment la pression résultante du tourillon :

$$\sqrt{(6800 + 286)^2 + 1454 \cos \psi_{max}^2} = \sqrt{7086^2 + 1425^2} = 7228 \text{ kg},$$

diffère relativement peu de 6800 kg, de façon que la force latérale 1454 kg aurait pu aussi être négligée dans le dernier cas.

La longueur de tourillon dépend de la condition exprimée formule 373 :

$$l_2 \geq \frac{7228 \cdot 60}{30\,000 T_t}.$$

Comme il ne se produit pas ici de changement de direction comme pour la portée précédente, nous adoptons pour T_t environ 0,5 et avons ainsi :

$$l_2 \geq \frac{7228 \cdot 60}{15\,000} = \approx 29 \text{ cm},$$

par conséquent :

$$7228 \cdot 14,5 = \frac{1}{10} k_f d_2^3 = 40 d_2^3,$$

si, en tenant compte de ce que le moment fléchissant résulte surtout ici du poids du volant et occasionne, par suite, un effort variant à peu près entre $+\tau_{max}$ et $-\tau_{max}$, nous introduisons $k_f = 400$ kg. Il suit de là que :

$$d_2 = 13,8 \text{ cm},$$

valeur que nous arrondissons en portant :

$$d_2 = 170 \text{ mm}.$$

La pression sur l'unité de surface atteint, pour le palier d'arrière :

$$k = \frac{7228}{14 \cdot 29} = 17,8 \text{ kg}.$$

En élevant d_2 à 150 mm et l_2 à 300 mm cette pression, un peu forte pour le cas actuel, pourra être réduite à :

$$k = \frac{7228}{15 \cdot 30} = 16 \text{ kg}.$$

Le diamètre d_3 de l'arbre, à l'endroit où est placé le volant, s'obtient en tenant compte du changement complet de direction de l'effort à la flexion provenant du moment :

$$M_f = 7228 \cdot 50$$

et de l'effort de torsion provenant du moment :

$$M_r = 7800 \cdot 45,$$

avec :

$$k_f = 400 \text{ kg}, \text{ et par suite } \alpha_0 = \frac{400}{1,3 \cdot 450} = 2 \frac{2}{3},$$

au moyen de :

$$0,35 \cdot 7228 \cdot 50 + 0,65 \sqrt{(7228 \cdot 50)^2 + \left(\frac{2}{3} 7800 \cdot 45\right)^2} = \frac{1}{10} 400 d_3^3$$

ce diamètre est :

$$d_3 = 21,6 \text{ cm}.$$

Pour tenir compte de la cannelure profonde qui doit être creusée pour la clavette et en

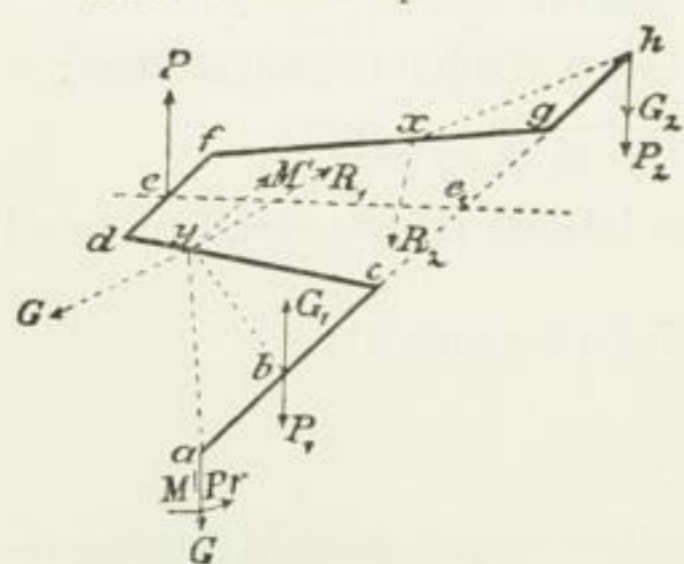


Fig. 289.

vue de maintenir la déformation (flexion transversale) mentionnée plus haut, titre β , p. 386 et suivantes, dans les limites admissibles, nous nous décidons pour la forme figure 152 avec $d_4 = 210$ mm et $d_3 = 240$ mm.

4. Il s'agit de calculer l'arbre coudé d'une machine verticale.

Le croquis au trait $abcydefxgh$ de la figure 289 correspond au lieu géométrique du point central de toutes les sections de l'arbre dont les portées sont en b et en h . Au point a est placé le volant qui sert en même temps de poulie et dont le poids $G = 900$ kg, au point e agit la force $P = 1800$ kg qui sert de base au calcul. Cette force est transmise par la bielle qui la reçoit du piston de

la machine à vapeur ; elle donne une force verticale latérale dont la grandeur, comme nous l'avons vu par l'exemple précédent, ne diffère de P que d'environ 2 %. On peut donc, avec une exactitude suffisante, la poser égale à P^1 .

En présence du poids du volant, on négligera la force latérale résultant de la tension de la courroie, la composante latérale horizontale de P , ainsi que l'effort imposé à l'arbre par les excentriques calés sur lui et servant à faire mouvoir le tiroir et la pompe alimentaire.

La machine fait 100 tours à la minute, le rayon de la manivelle atteint $r = 250$ mm. L'arbre doit être en acier fondu.

Au point a agissent, non seulement la force G qui s'exerce verticalement de haut en bas, mais encore le moment $M' = Pr$ résultant de la tension de la courroie et de l'inertie du volant, c'est-à-dire un moment de torsion à gauche.

Au point de portée b agit sur l'arbre la contre-force dirigée verticalement de bas en haut :

$$G_1 = G \frac{\overline{ha}}{\overline{hb}},$$

et verticalement de haut en bas :

$$P_1 = P \frac{\overline{he_1}}{\overline{hb}}.$$

Par suite la pression résultante du palier en b , dirigée verticalement de bas en haut contre l'arbre, est :

$$R_1 = G_1 - P_1 = G \frac{\overline{ha}}{\overline{hb}} - P \frac{\overline{he_1}}{\overline{hb}}.$$

Au point de portée h , la pression résultante du palier, dirigée verticalement, de haut en bas, contre l'arbre est :

$$R_2 = G_2 + P_2 = G \frac{\overline{ha}}{\overline{bh}} + P \frac{\overline{be_1}}{\overline{bh}}.$$

La section en b est déterminée par les moments :

$$M_f = G \cdot \overline{ba}, \quad M_r = M' = Pr.$$

La section, perpendiculaire à l'axe de l'arbre, qui se trouve en c subit l'effort des moments :

$$M_f = G \cdot \overline{ca} - R_1 \cdot \overline{cb}, \quad M_r = M' = Pr.$$

¹ Pour opérer avec une exactitude rigoureuse, on devrait déterminer, pour la position de manivelle servant de base au calcul, les composantes de l'effort de la bielle, dans les directions radiale et tangentielle, et trouver l'influence des deux forces latérales sur l'effort total. C'est ainsi qu'a été exécuté chap. VI, titre B.I, le calcul de la manivelle dont il est question ici. Dans le cas dont nous nous occupons, l'adoption de la méthode rigoureuse compliquerait un problème qui déjà n'est pas très simple, en lui-même, et en rendrait la compréhension difficile, nous nous dispenserons donc de suivre ici cette méthode et cela nous semble d'autant plus permis qu'après une étude approfondie de l'exemple actuel, ainsi que du problème chap. VI, titre B.I, on ne trouvera plus de difficultés à exécuter le calcul en suivant la méthode rigoureuse.

par conséquent :

$$0,35 \cdot 1200 \cdot 40 + 0,65 \sqrt{(1200 \cdot 40)^2 + (1200 \cdot 25 \alpha_0)^2} = \frac{k_f}{10} d_e^3.$$

en supposant dans l'effort un changement tel que l'on puisse poser :

$$k_f = 500 \text{ kg} \quad k_r = 400 \text{ kg},$$

$$\alpha_0 = \frac{500}{1,3 \cdot 400} = \approx 1,$$

on a :

$$d_e = \approx 10 \text{ cm}.$$

La longueur du tourillon est, d'après la formule 373 p. 368, avec

$$T_t = \frac{5}{4},$$

assujettie à la condition :

$$l_e \geq \frac{1800 \cdot 100}{30000 \cdot \frac{5}{4}} = 4,8 \text{ cm}.$$

Eu égard à la construction de la bielle, on adopte :

$$l_2 = 80 \text{ mm}.$$

Pour le point quelconque x du bras gf , le maximum d'effort se produit aussi dans le cas α . On trouve :

$$M_f = 1200 \cdot x$$

$$M_r = 1200 (40 - a_2).$$

Comme M_r est invariable, c'est à l'endroit où M_f atteint son maximum que l'effort est plus considérable ; cela a lieu au point f , c'est-à-dire pour $x = 25$. On trouve avec la valeur $a_2 = 8 \text{ cm}$ obtenue par estimation :

$$M_f = 1200 \cdot 25 = 30000$$

$$M_r = 1200 \cdot 32 = 38400.$$

Si la section du bras est rectangulaire, la manière la plus simple de déterminer ses dimensions sera d'admettre la section, de trouver l'effort et d'en examiner l'admissibilité, de la manière indiquée chap. VI, titre B.I, où la question est traitée à fond, au sujet de la manivelle d'une machine à vapeur.

Nous adoptons la dimension, parallèle à l'axe, de 70 mm et, en tenant compte de la hauteur correspondante de l'épaule du tourillon de manivelle, la dimension de 120 mm perpendiculaire à celle ci-dessus ¹.

¹ On doit conseiller de ne pas trop réduire cette dimension. Une construction comme celle de la figure 291, sur laquelle l'épaisseur du bras est égale au diamètre de l'arbre ou n'est guère plus grande que lui, doit être signalée comme défectueuse ; elle facilite notablement les ruptures comme celle qui s'est produite, par exemple, sur l'arbre du vapeur anglais « Crocodile » (*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 319). Pour faire passer tout le moment de torsion de la manivelle à l'arbre, on ne dispose ici que de la demi-circonférence abc et comme toute la force se transmet par son intermédiaire, cette partie doit subir une fatigue excessive pouvant, si quelque défaut existe dans la matière, amener facilement une rupture. En faisant b suffisamment supérieur à d , fig. 292, toute la section de l'arbre sera employée à transmettre l'effort et l'on réduira très notablement la fatigue de la matière, comparativement à la figure 291.

L'étude mathématique de l'inégalité d'effort de torsion dans le cas de la figure 291 rencontre des

me

Nous avons alors, pour cette section rectangulaire :

$$\tau = \frac{30000}{\frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 12^2} = 179 \text{ kg sur les points des côtés courts,}$$

$$\theta = \frac{9}{2} \frac{38400}{7^2 \cdot 12} = 294 \text{ kg au milieu des côtés longs.}$$

D'après l'exposé chap. VI, titre B.I, il suffit de considérer isolément le plus grand

difficultés insurmontables. Pour rendre, malgré cela, cette inégalité évidente, l'auteur a employé, il y a déjà bien des années, une méthode dont il va être parlé brièvement, parce qu'elle peut aussi, quand on l'applique dans d'autres cas, conduire à certains aperçus instructifs.

La forme de manivelle (bras avec arbre adjacent) représentée est un solide expérimental, fig. 293 à 295, en plomb dur et à la surface duquel sont tracées des lignes qui se coupent, comme on peut le voir

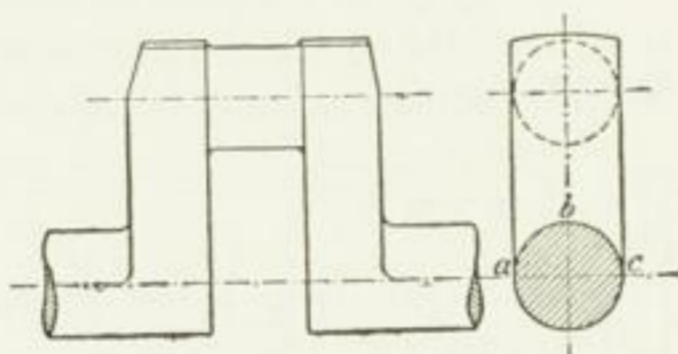


Fig. 291.

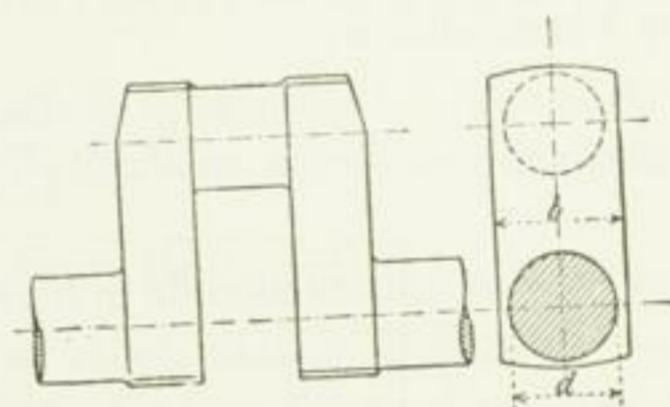


Fig. 292.

sur les figures 293 et 294 et comme cela s'est fait souvent pour les solides employés à des expériences et mentionnés dans l'ouvrage « *Elasticität und Festigkeit* », première, seconde et troisième édition (voir particulièrement les planches relatives aux §§ 32 à 34). On a formé ainsi, sur la périphérie du cylindre qui représente l'arbre, des carrés que l'action d'un moment de torsion transforme en rhombes. En même temps les angles primitivement droits subissent, par suite du déplacement des lignes, un changement dont la mesure, d'après les arcs, est :

$$\gamma = \beta \theta,$$

en admettant que β soit le coefficient de cisaillement de la matière et θ l'effort de cisaillement correspondant à γ (voir la note au bas de la page 19). Cet effort augmente par conséquent avec γ et devient d'autant plus important que l'angle primitivement droit subit une modification plus grande.

Les images photographiques, fig. 296 et 297, montrent le solide expérimental après la torsion. Elles font voir nettement que ces modifications d'angles sont beaucoup plus grandes à l'endroit où le cylindre (l'arbre) se rattache immédiatement au bras de manivelle (fig. 296), c'est-à-dire sur la demi-circonférence qui correspond à l'arc abc de la figure 291 et de la figure 295, que sur l'autre demi-circonférence du cylindre, fig. 297. Or, on peut comparer les efforts qui ont agi à ces deux endroits, et par conséquent trouver leur différence relative aussi exactement que ces changements d'angles peuvent se déterminer et que l'on peut supposer une proportionnalité entre les allongements et les tensions pour la matière employée. Il faut en outre observer que les changements d'angles seront généralement variables, ainsi qu'on le voit sur la figure 296. C'est à l'endroit où l'arbre est directement adjacent au bras de manivelle que le changement est le plus grand, il correspond un peu aux indications de la figure 298 (qui représente le phénomène à une échelle exagérée), en raison de cette circonstance que ce même endroit est, en réalité, le lieu du maximum de fatigue de la matière. Sur la section xx de la figure 298, l'effort est mesuré par l'angle BAC et sur la section yy par l'angle EDF . Sur la section xx du cylindre (de l'arbre) fig. 293, partie abc , fig. 295, l'effort croît en outre en allant de a vers b et de c vers b de manière à devenir maximum en b .

Ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer, ce procédé semble propre à rendre des services utiles dans beaucoup de problèmes d'un calcul difficile ou même inabordable. Si l'on se reporte à la figure 299, qui montre la transformation du carré en rhombe, on remarquera aussi qu'à la poussée égale à :

$$\gamma = \frac{\overline{CF}}{\overline{CD}}$$

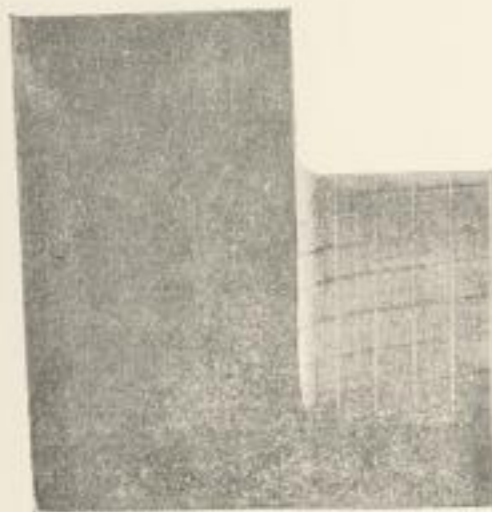


Fig. 296.



Fig. 297.

Page 404

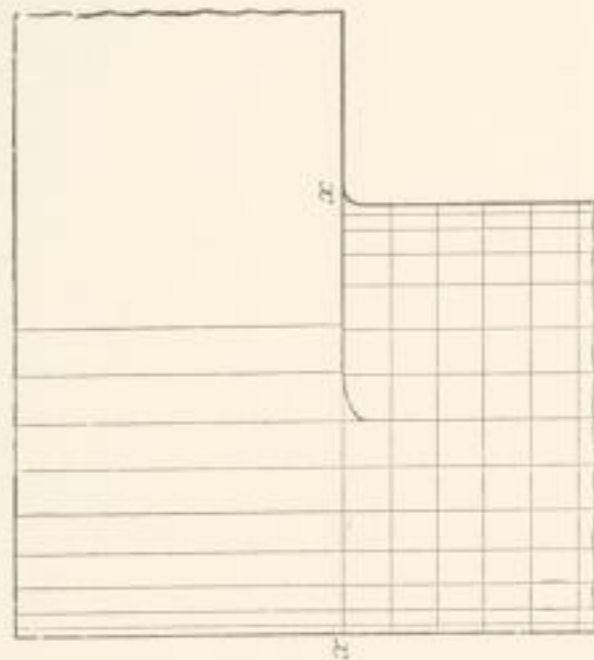


Fig. 293.

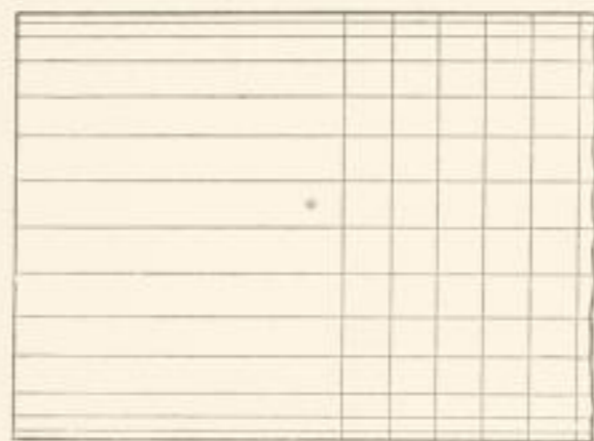


Fig. 294.



Fig. 298.

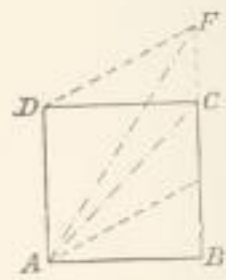


Fig. 299.

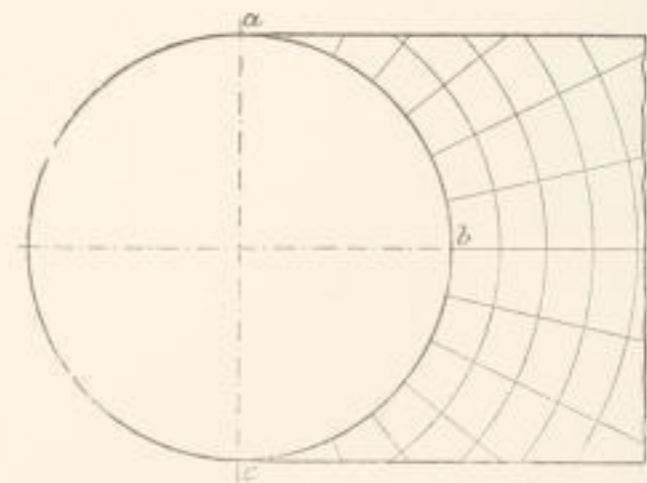


Fig. 295.

CH. BÉRANGER. — ÉDITEUR



de ces deux efforts. Il faut, toutefois, observer en outre que, si l'on néglige la force latérale agissant dans la direction du rayon de la manivelle (voir la note au bas de la page 401), ainsi que l'influence de la force de cisaillement, il devient nécessaire d'adopter une valeur convenablement abaissée de l'effort admissible pour la matière considérée. Dans le cas dont nous nous occupons on ne devrait pas dépasser notablement, pour θ , la valeur de 300 kg. D'après cela, les dimensions adoptées semblent suffisantes.

Pour le point y du bras cd on ne voit pas clairement, *a priori*, si le maximum de fatigue résulte de la charge α ou β .

La charge α (P dirigé de bas en haut) donne :

$$M_f = 1200 y + 1800 (25 - y) = 1800 \cdot 25 - 600 y$$

$$M_r = 1200 (40 + a_1) - 1800 a_1 = 1200 \cdot 40 - 600 a_1.$$

M_r est constant, M_f atteint son maximum de valeur $M_f = 1800 \cdot 25 = 45\,000$ pour $y = 0$, c'est-à-dire pour le point c .

La charge β (P dirigé de haut en bas) donne, si l'on emploie les valeurs R_1' et R_2' :

$$M_f' = 800 y + 1800 (25 - y) = 1800 \cdot 25 - 1000 y,$$

$$M_r' = 800 (40 + a_1) - 1800 a_1 = 800 \cdot 40 - 1000 a_1.$$

M_f' arrive aussi à son maximum de valeur pour $y = 0$ et l'on a, en effet, $\max(M_f) = \max(M_f') = 45\,000$, tandis que M_r est plus grand dans le cas α . Par conséquent, c'est le mode de charge α , avec les moments :

$$M_f = 1800 \cdot 25 = 45\,000$$

$$M_r = 1200 \cdot 40 - 600 \cdot 9 = 42\,600$$

qui détermine les dimensions en supposant que l'on introduise, par estimation, $a_1 = 90$ mm. On admet, pour dimensions de section, les valeurs 70 mm et 120 mm et l'on a, en conséquence :

$$\tau = \frac{45\,000}{\frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 12^2} = 268 \text{ kg sur les points des côtés courts,}$$

$$\theta = \frac{9}{2} \frac{42\,600}{7^2 \cdot 12} = 326 \text{ kg au milieu des côtés longs,}$$

effort que l'on peut encore considérer comme admissible.

Avec la grosseur de 70 mm et les valeurs $a_2 = 80$ et $a_1 = 90$, nous obtenons, pour l'écartement des deux bras, la valeur convenable de 100 mm.

La section b est déterminée par :

$$M_f = 900 \cdot 20 = 18\,000$$

$$M_r = 1800 \cdot 25 = 45\,000.$$

Par suite :

$$0,35 \cdot 900 \cdot 20 + 0,65 \sqrt{(900 \cdot 20)^2 + (1800 \cdot 25)^2} = 50 db^3$$

$$db = 89 \text{ cm}$$

correspond, dans le sens de la diagonale, le maximum d'extension :

$$\epsilon = \frac{\overline{AF} - \overline{AC}}{\overline{AC}} = \frac{\gamma}{2}$$

(Pour plus de détails, voir « *Elasticität und Festigkeit* », §§ 28 à 31).

et la longueur de portée, avec $T_t = 0,5$:

$$l_b \geq \frac{1900 \cdot 100}{30000 \cdot 0,5} = 12,7 \text{ cm}$$

On doit prendre T_t un peu plus grand que 0,5, à cause de la grande variabilité de la pression du tourillon en b ($R_1 = 300$ et $R_1' = 1900$).

On prendra :

$$l_b = 130 \text{ mm},$$

ce qui correspond à une pression, par unité de surface, de :

$$k = \frac{1900}{13 \cdot 9} = 16,2 \text{ kg.}$$

La section circulaire, à l'endroit où la partie ac se joint au bras cd (voir aussi fig. 153, pl. 16), sera soumise — charge α — à l'action de :

$$\begin{aligned} M_f &= 900 (20 + 50 - 9 - 3,5) - 300 (50 - 9 - 3,5) \\ &= 900 \cdot 57,5 - 300 \cdot 37,5 = 40500 \\ M_r &= 1800 \cdot 25 = 45000. \end{aligned}$$

Si l'on pose $k_f = 500 \text{ kg}$ et $\alpha_0 = 1$, il en résulte :

$$\begin{aligned} 0,35 \cdot 40500 + 0,65 \sqrt{40500^2 + 45000^2} &= 50 d_c^3, \\ d_c &= 10,2 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Il y aurait lieu, d'après cela, de donner à la partie bc de l'arbre, à partir de l'endroit où ce dernier quitte le palier en b , une forme conique croissant jusqu'à 102 mm en c , mais nous préférons faire la partie bc cylindrique, au diamètre de 100 mm.

Le tourillon frontal h reçoit des dimensions qui lui donnent, par unité de surface, une pression à peu près égale à celle qui existe sur la portée d'avant. Les modèles que l'on peut employer fournissent $l_h = 120 \text{ mm}$, $d_h = 60 \text{ mm}$, ce qui correspond à :

$$k = \frac{1200}{12 \cdot 6} = 16,7 \text{ kg,}$$

et satisfait aux conditions de :

$$\begin{aligned} l_h &\geq \frac{1200 \cdot 100}{30000 \cdot 0,5} = 8 \text{ cm,} \\ d_h &= \sqrt[3]{\frac{1200 \cdot 6}{50}} = 5,3 \text{ cm,} \end{aligned}$$

Le diamètre de la partie d'arbre gh , à l'endroit où elle se joint au bras postérieur de la manivelle, s'obtient au moyen de :

$$1200 (40 - 8 - 3,5) = 1200 \cdot 28,5 = 50 d^3,$$

il est de :

$$d = 8,9 = \approx 9 \text{ cm.}$$

C'est par ce moyen que l'on détermine, dans ses dimensions principales, l'arbre dessiné fig. 153, pl. 16.

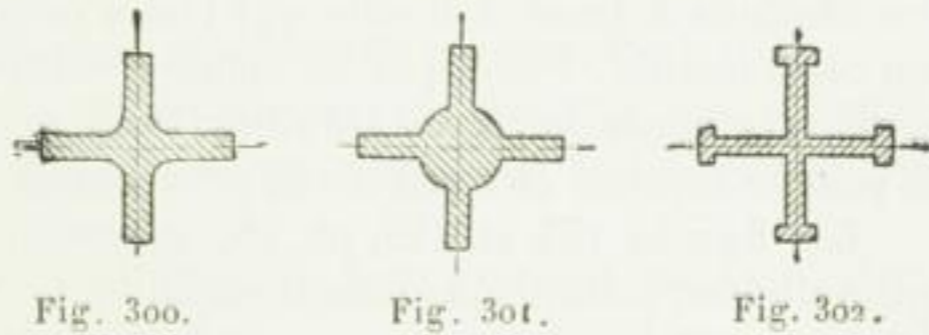
Des arbres plus longs ont 2 et 3 manivelles, voir pl. 17. On trouvera sur eux des détails plus complets à l'art. manivelles, chap. VI, titre B.I, auquel ces arbres appartiennent en raison de leur nature.

II. Construction des axes et des arbres.

Si l'on met à part les alliages tels que le bronze, le métal delta, etc., les matières qui conviennent le mieux pour les arbres sont le fer et l'acier fondu. Le fait mentionné au second paragraphe de la page 70 s'oppose à l'emploi du fer soudant comme matière des arbres à section pleine ; mais ce métal trouve encore son emploi, bien que son remplacement par le fer fondu fasse constamment des progrès. Si l'on emploie l'acier fondu on doit veiller à ce qu'il possède la ténacité nécessaire. Le contenu des pages 47 et suivantes donne des renseignements sur les qualités qui peuvent être exigées à cet égard et à celui de la résistance à la traction. On doit absolument éviter pour l'acier fondu, et même pour le fer fondu, la production sur le tour d'angles vifs rentrants, ainsi que les passages subits d'une forme à une autre.

La fonte ne doit s'employer que par exception à la construction des axes et des arbres et, quand il s'agit de transmettre de grandes forces, on doit adopter la fonte creuse en s'appliquant, lors de l'exécution, à obtenir une matière aussi compacte et aussi tenace que possible ¹.

¹ La construction des arbres en fonte dont la section présente des nervures disposées en forme d'étoile, fig. 300, 301 et 302, doit être signalée comme inefficace et défectueuse bien qu'elle ait acquis, il y a plus de quarante ans, le droit de passer dans la pratique, en raison de l'état de l'art du fondeur à cette époque. Il n'en est plus ainsi, depuis que l'on est parvenu à exécuter de bons arbres creux en fonte, comme on le fait depuis près de trente ans. C'est aussi depuis cette époque que la construction des machines s'exerce d'une manière rationnelle et, depuis que l'auteur s'occupe de sa profession, il n'a jamais eu l'occasion de voir une fabrique de machines, réellement capable de faire de bons travaux, employer pour des constructions nouvelles un seul arbre dont la section fût du genre en question. Malgré cela, et même dans ces dernières années, des livres continuent à présenter ces formes antiques, et en calculent en outre les dimensions d'une manière inexacte. C'est ainsi, par exemple, que l'on détermine l'effort de torsion de la figure 300, c'est-à-dire de la section, fig. 11, p. 23, avec $b = h$, en posant pour le moment de torsion :



$$M_T = \theta_1 \frac{\frac{1}{12} s h^3 + \frac{1}{12} (h - s) s^3}{\frac{1}{2} h}$$

d'où l'on tire, pour l'effort de torsion :

$$\theta_1 = \frac{6 M_T}{s h^2 + \left(1 - \frac{s}{h}\right) s^3}$$

tandis qu'il atteint d'après la formule 73, p. 23 (établie par l'auteur et dont l'exactitude a été vérifiée expérimentalement. Voir, pour plus de détails, la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, p. 165).

$$\theta_2 = \frac{4,5 M_T}{s^2 (2 h - s)}$$

Conséquemment :

$$\theta_1 : \theta_2 = \frac{6 s^2 (2 h - s)}{4,5 \left[s h^2 + \left(1 - \frac{s}{h}\right) s^3 \right]} = \frac{6 \left(2 \frac{h}{s} - 1\right)}{4,5 \left[\left(\frac{h}{s}\right)^2 + \left(1 - \frac{s}{h}\right) \right]}$$

Le bois n'est plus que rarement employé à la construction des axes et des arbres et l'on fait même assez souvent, pour des roues hydrauliques en bois, des arbres ou axes en fer ou en acier.

Ordinairement, les axes comme les arbres sont en métal forgé ou laminé et ont une section circulaire *pleine*. Leur exécution avec une section *annulaire*, au moyen de tubes soudés ou sans soudure (systèmes *Mannesmann* et autres), ou de cylindres creux rivés doit, aujourd'hui encore, n'être signalée qu'à titre d'exception¹. Le forage, de part en part, d'arbres pleins, dans le but de faciliter le graissage ou le refroidissement, ou de se rendre compte de la nature de la matière, n'est pas à compter ici. (Voir les arbres cités dans la note au bas de la page 50). A égalité de résistance les arbres creux sont naturellement plus légers que les arbres pleins.

Les axes et arbres représentés fig. 286, p. 383 et fig. 149, 151, 152, pl. 16, donnent des exemples de l'emploi de la section circulaire pleine.

La figure 150, pl. 16, montre l'usage de l'anneau circulaire comme section de l'arbre en fonte d'une roue hydraulique. Le minimum du diamètre intérieur détermine le minimum de grosseur du noyau. Dans le cas présent, on ne doit pas aller au-dessous de 100^{mm}. Si l'épaisseur de la paroi est mince, il faut tenir compte en la déterminant de la possibilité de placer le noyau. Tout arbre de ce genre doit avoir une partie *cylindrique* suffisamment longue pour que l'on puisse, lors du montage, y placer le niveau d'eau.

La figure 69, pl. 4, représente l'extrémité d'un arbre en tôle rivée, muni de tourillons en fonte. En raison des changements de direction de la tension, la rivure doit être effectuée à froid, à moins que l'on n'impose aux rivets, posés à chaud, qu'une charge peu considérable. Pour que les deux tourillons aient un axe commun il est nécessaire de les tourner *après qu'ils ont été rivés*. Pour ce qui concerne le calcul d'un arbre de ce genre on peut se reporter aux pages 194 et suivantes.

Les figures 154 et 155, pl. 16, montrent les extrémités d'arbres en bois de roues hydrauliques, pourvus de tourillons en fonte. Il faut faire attention à ce que les deux tourillons du même arbre aient un axe commun. Comme nous l'avons déjà fait remarquer, on arrive à ce résultat en tournant les tourillons après les avoir fixés à l'arbre.

et par exemple, pour $h = 7 s$:

$$\theta_1 : \theta_2 = \frac{6(14 - 1)}{4,5 \left[49 + \frac{6}{7} \right]} = 1 : 2,88.$$

L'effort est donc 2,88 fois plus grand qu'on le trouve par le calcul indiqué et usuel dans la littérature technique !

Cela n'a d'ailleurs aucune importance au point de vue de l'industrie, car, ainsi que nous l'avons fait remarquer, les arbres à section conforme aux figures 300 à 302 ne sont plus employés dans la pratique rationnelle depuis plusieurs dizaines d'années.

¹ Quand on emploie des arbres ronds laminés (arrondis, calibrés et lissés au laminoir), ainsi que des arbres étirés dont la surface cylindrique circulaire est plus ou moins parfaitement lisse, ce qui a pour but d'économiser le tournage, il est bon d'observer qu'assez souvent la surface cylindrique à base circulaire n'a pas la précision suffisante et que le creusement de rainures, le façonnage de méplats, etc., élèvent au moins partiellement, d'un seul côté, les grandes tensions superficielles de la matière qui résultent de la compression, c'est-à-dire les tensions des couches extérieures des arbres, ce qui donne lieu à des courbures ou des déformations de ces derniers. L'auteur établira, expérimentalement, dans quelle mesure le creusement de rainures peut avoir pour conséquence de courber les arbres comprimés et, à cette occasion, il montrera comment se comportent des arbres en fer laminé ordinaire. La réflexion fait prévoir que, même dans ce dernier cas, il se produit une courbure, beaucoup moindre à la vérité. D'après une règle fondée sur la pratique des ateliers, on doit — même quand on emploie un métal non comprimé —, exécuter les rainures *avant* de donner la dernière passe de tour, dans les cas où il est nécessaire de se soustraire aussi parfaitement que possible à l'influence précitée de la rainure.

Pour calculer un pareil assemblage des tourillons, nous choisirons le tourillon, fig. 154, fixé au moyen de boulons et d'écrous.

La pression P du tourillon donne, par rapport aux surfaces de contact entre la plaque en fonte du tourillon et la surface du bout de l'arbre en bois, une force de cisaillement P et un couple de forces $P a$. La première doit être supportée par le bord mm de la plaque, et le moment $P a$ par la tension des boulons situés au-dessous d'une certaine ligne xx , tandis que les éléments de surface de l'arbre situés au-dessus de cette ligne résistent à la pression exercée sur eux par la plaque en fonte. Les boulons subissent donc une extension qui augmente avec leur distance de la ligne xx , pendant que les fibres du bois subissent une compression. Une étude des rapports d'élasticité conduit à trouver la position de la ligne xx dont les propriétés semblent la rapprocher de l'axe de flexion (ligne neutre) dans le cas de la simple élasticité de flexion. Considérant que l'exécution des calculs relatifs à cette question ne peut s'opérer sans hypothèses comportant une assez grande incertitude, et qu'en outre ces calculs eux-mêmes sont plus longs que le comporte l'importance pratique du sujet, nous partirons immédiatement ici d'une coïncidence hypothétique de la ligne xx avec l'horizontale qui coupe l'axe de l'arbre.

La fatigue des boulons est à son maximum quand deux d'entre eux se trouvent sur la ligne xx .

Si l'on désigne par :

- y_1 la distance du boulon 1 à xx ,
- y_2 » » 2 » » ,
- $T_1 T_2$ la force de traction sur ces boulons résultant du moment $P a$,
- T' la force de traction d'un boulon que l'on suppose se trouver à une distance de la ligne xx égale à 1 cm, en admettant que cette force soit produite par le moment $P a$,
- N la contre-pression résultante que les fibres du bois exercent sur la plaque de tourillon, et qui provient du moment $P a$,
- y_3 sa distance de xx ,
- $2r$ le diamètre du cercle de boulons,
- D le diamètre de la surface formée par le bout de l'arbre,

on peut poser :

$$T_1 = T' y_1, \quad T_2 = T' y_2,$$

par suite :

$$\begin{aligned} P a &= T_1 y_1 + 2 T_2 y_2 + N y_3, \\ &= T' (y_1^2 + 2 y_2^2) + N y_3. \end{aligned}$$

On a en outre :

$$\begin{aligned} -N + T_1 + 2 T_2 &= 0, \\ N &= T' (y_1 + 2 y_2), \end{aligned}$$

d'où, en considérant que

$$T' = \frac{T_1}{y_1}$$

l'on tire :

$$P a = \frac{T_1}{y_1} (y_1^2 + 2 y_2^2) + \frac{T_1}{y_1} (y_1 + 2 y_2) y_3,$$

$$T_1 = \frac{P a}{\left(y_1 + 2 \frac{y_2^2}{y_1}\right) + \left(1 + \frac{2y_2}{y_1}\right) y_3}$$

Ici,

$$y_1 = r,$$

$$y_2 = r \sin 45^\circ = r \sqrt{0,5}.$$

Pour déterminer y_3 , on part de ce principe que les tensions normales produisant la pression des éléments de surface du bout d'arbre en bois contre la plaque de tourillon, sont proportionnelles aux distances de l'axe et peuvent, par conséquent, se représenter au moyen des triangles rectangles de hauteur semblable, qui ont pour base la distance de xx . Le point N est alors le centre de pression et, par suite, sa distance de xx se détermine comme on sait au moyen de :

$$y_3 = \frac{\text{Moment d'inertie}}{\text{Moment statique}} = \frac{\frac{\pi}{128} D^4}{\frac{\pi}{8} D^2 \frac{2}{3\pi} D} = \frac{3\pi D}{32} = \approx 0,3 D.$$

ce qui donne ensuite :

$$T_1 = \frac{P a}{2r + (1 + \sqrt{2}) 0,3 D} = \frac{P a}{2r + 0,72 D}.$$

Exemple.

$$P = 4500 \text{ kg}, \quad a = 15 \text{ cm}, \quad r = 24 \text{ cm}, \quad D = 56 \text{ cm}.$$

donc :

$$T_1 = \frac{4500 \cdot 15}{48 + 40,3} = 764 \text{ kg}.$$

Le maximum de pression imposé au bois par le moment $P a$ est :

$$\tau_1 = \frac{4500 \cdot 15}{\frac{\pi}{32} 56^3} = \approx \frac{4500 \cdot 15}{0,1 \cdot 56^3} = 3,84 \text{ kg/cm}^2.$$

Afin que les alternatives de traction et de pression produites par la torsion ne donnent pas lieu à la production d'un espace vide entre l'arbre et la plaque de tourillon, on doit, dès le début, bien serrer les boulons. Admettons qu'il faille le faire assez fortement pour que la pression entre la plaque et le bois atteigne au moins $\tau_1 = 3,84 \text{ kg}$, il faut pour cela une force totale :

$$T = \frac{\pi}{4} 56^2 \cdot 3,84 = 9460 \text{ kg}.$$

Ce qui donne pour chaque boulon :

$$\frac{9460}{8} = 1182,5 \text{ kg}.$$

Conséquemment, l'effort total d'un boulon est :

$$1182 + 764 = 1946 \text{ kg},$$

dont 1182 kg dépendent de l'effort de torsion. D'après les égalités 160 et 166, p. 108 et 111, on obtient pour diamètre des boulons, en pouces anglais :

$$1946 = 1600 d^2,$$

$$d = \sqrt{1,22} = \frac{9}{8}'' \text{ anglais} = 29 \text{ mm},$$

et :

$$1182 = 1200 d^2,$$

$$d = 1'' \text{ anglais.}$$

C'est donc l'effort total qui détermine les dimensions et l'on doit prendre $d = \frac{9}{8}''$ anglais.

Le maximum de pression imposé au bois s'élève alors à :

$$2 \cdot 3,84 = 7,68 \text{ kg.}$$

Il convient de remarquer ici que le calcul ci-dessus donne, pour l'effort des boulons, une valeur plutôt trop élevée que trop basse, tandis que la fatigue réelle subie par le bois est plus grande. En réalité cela n'a pas d'importance, puisque cette fatigue reste bien au-dessous des limites de charge admissibles.

L'épaisseur de la plaque doit se calculer à la flexion et nous n'avons rien de particulier à signaler à cet égard.

La hauteur h du rebord m est imposée par la force de cisaillement P . Par suite de l'alternance de l'effort, on doit prendre la pression P , qui se produit entre le rebord et le bois, au plus égale à $\frac{1}{2}$ de l'effort admissible dans d'autres conditions. Adoptons $k = 20$, nous avons :

$$h = \frac{4500}{20 \cdot 56} = 4 \text{ cm.}$$

Le maximum d'épaisseur s du bord résulte approximativement de la considération d'une bande de 1 cm de largeur et s'obtient au moyen de :

$$h \cdot 1 \cdot 40 \cdot \frac{h}{2} = \frac{kf}{6} 1 \cdot s^2,$$

égalité dans laquelle on doit poser pour kf , d'après la page 41 :

$$kf = \frac{420 + 280}{2} = 350 \text{ kg};$$

donc :

$$40 \cdot \frac{4^2}{2} = \frac{350 s^2}{6},$$

$$s = \approx 2,4 \text{ cm.}$$

Les nervures transversales nn ont pour but d'empêcher le tourillon de tourner sur l'arbre.

La longueur des boulons doit être au moins assez grande pour que le bois ne soit pas repoussé parallèlement à la direction de ses fibres. Dans le but de nous garantir complètement de tout cisaillement dans ce sens nous admettrons 3 kg comme charge admissible pour le bois de chêne.

Comme l'écrou carré, d'après l'égalité :

$$1946 = 60 \left(s_1^2 - \frac{\pi}{4} 3^2 \right)$$

reçoit une longueur de côté de

$$s_1 = \infty 6,5 \text{ cm},$$

il en résulte approximativement, pour la distance entre les écrous et la face du bout de l'arbre :

$$\begin{aligned} 1946 &= 3 \cdot 6,5 \cdot e \cdot 3 \\ e &= 33,2 \text{ cm}, \end{aligned}$$

valeur que nous arrondissons en la portant à 350 mm.

On peut considérer la *bague d'arrêt* comme une dépendance des arbres. Comme on emploie du fer rond laminé pour les arbres ordinaires, il est coûteux d'y souder des collets et ces derniers gênent pour le montage et l'enlèvement des poulies, etc., d'une seule pièce, comme en outre le tournage de portées de diamètre réduit, destinées à assurer la position des arbres est, comme nous l'avons vu, extrêmement nuisible à la résistance de ceux-ci, il faut souvent, pour assurer la fixité des arbres dans le sens de leur axe, y placer des bagues spéciales, dites d'arrêt. Pour la sécurité des ouvriers qui travaillent dans le voisinage des arbres, on doit donner à ces bagues une forme telle qu'il ne s'y trouve aucune partie saillante ; on doit, par conséquent, éviter l'emploi de vis avec tête à six pans faisant saillie sur la bague, ou du moins on doit couvrir toute bague d'arrêt à vis saillante d'une enveloppe ou d'une douille préservatrice.

La figure 156, pl. 16, montre une bague d'arrêt ordinaire, en fer forgé, ayant en haut une vis à tête hexagonale et en bas une vis à quatre pans. La surface du bout de la vis est trempée ; on peut aussi donner à cette vis la forme de la figure 157. La figure 112, pl. 11, présente à gauche une bague d'arrêt rapportée, dont la vis est entaillée.

On a fait à la vis de pression à bout creux, fig. 157, pl. 16, le reproche de se briser facilement sur les bords soumis à la pression et de produire des rugosités.

Les bagues d'arrêt ont sur les collets fixes l'avantage d'être plus faciles à établir et de pouvoir se remplacer quand elles sont usées. D'autre part, ainsi que nous l'avons déjà expliqué, les collets fixes peuvent être des obstacles à la pose de poulies et de roues d'engrenages, surtout quand cette pose doit avoir lieu après l'installation ; les bagues d'arrêt n'ont pas cet inconvénient.

Il convient de mentionner ici le collet mobile, fig. 93, pl. 8, dont on peut déterminer le diamètre en raison de la valeur de la force latérale exercée dans le sens de l'axe par la pression des dents d'engrenages. Le réglage s'opère facilement en retirant les rondelles de tôle interposées entre la surface du bout d'arbre et le collet. Si la force axiale, tendant à déplacer l'arbre, est assez grande pour que des bagues d'arrêt ou des collets fixes ne puissent lui résister, l'arbre reçoit un tourillon à cannelures, comme celui mentionné aux pages 377 et 378, à moins que l'on préfère établir un tourillon si les circonstances le permettent.

Julius Sander (brevet allemand n° 85 644, du 10 septembre 1895), remplace le collet réglable par un coussinet mobile dans le sens de l'axe et disposé de façon que l'on puisse déplacer sa boîte dans le sens de l'axe, au moyen d'une roue hélicoïdale commandée par une vis sans fin.

Quand on installe une série d'arbres consécutifs, on doit tenir compte des changements de longueur que lui feront subir les changements de température, qui doivent pouvoir se produire sans donner lieu à des échauffements, des flexions, des ruptures, etc. Les coefficients de dilatation par la chaleur varient, pour le fer soudant et le fer fondu, entre $\frac{1}{70\,000}$ et $\frac{1}{80\,000}$ en nombres ronds, pour 1° C., pour l'acier entre $\frac{1}{80\,000}$ et $\frac{1}{90\,000}$, pour

la fonte on indique ordinairement $\frac{1}{90\,000}$, pour le cuivre $\frac{1}{60\,000}$. Une ligne d'arbres en fer soudant, de 50 m de longueur, subirait par conséquent, pour une différence de température de 40° C., un changement de longueur d'au moins $50\,000 \frac{40}{80\,000} = 25$ mm, que l'on devrait prévoir.

C. ACCOUPLLEMENTS

Sous le nom d'accouplements, on comprend d'ordinaire les parties de machines au moyen desquelles on peut assembler deux arbres qui se suivent. Il n'est pas nécessaire, alors, qu'il y ait coïncidence des axes d'arbres accouplés.

Suivant que l'assemblage est invariablement fixe, mobile ou, troisièmement, susceptible d'être interrompu en marche, on distingue les accouplements *fixes*, *mobiles* et ceux à *débrayage*.

I. Accouplements fixes.

L'accouplement le plus simple est représenté, fig. 161, pl. 18. Un cylindre creux en fonte, alésé au diamètre des arbres, est passé sur les bouts en contact des deux arbres et fixé sur eux au moyen de clavettes à talon. Pour empêcher les accidents, on doit entourer les talons d'une enveloppe en tôle ou les couvrir de quelque autre manière, par exemple au moyen de cylindres courts, en bois, composés chacun de deux moitiés, et vissés latéralement sur les deux bouts de l'accouplement. Au sujet de la valeur de la clavette à talon, il y a lieu de se reporter à la page 243.

L'épaisseur de paroi du manchon d'accouplement, restant après déduction de la profondeur de la rainure de clavettes, atteint d'après la première des deux égalités 246, avec $d_0 = d$:

$$0,3 d + 1 \text{ cm};$$

elle se trouve donc être, quand on admet $0,2 d$ comme hauteur de clavette, ce qui est compté largement :

$$s_1 = \frac{0,2 d}{2} + 0,3 d + 1 \text{ cm} = 0,4 d + 1 \text{ cm}.$$

Pour la longueur du manchon, il suffit de :

$$l = 3 d.$$

Si cet accouplement a l'avantage de la simplicité il a, par contre, les inconvénients de donner facilement lieu, au moment du clavetage, à une courbure des arbres; si, en outre, le diamètre des deux bouts d'arbres n'est pas exactement le même, il peut se produire un reculement de l'un des axes par rapport à l'autre; enfin, pour découpler les arbres, il faut déplacer le manchon de $0,5 l$ sur l'arbre, ce qui, souvent, ne peut se faire qu'avec les plus grandes difficultés, sans compter que l'extraction des clavettes à talon, *fortement* assujetties, est un travail qui ne réussit pas toujours.

L'accouplement à plateaux représenté, fig. 162, pl. 18, est exempt de ces défauts. Sur chacun des deux bouts d'arbres est adapté, et fixé au moyen d'une clavette, un moyeu (ordinairement en fonte) muni d'un plateau¹; l'accouplement s'opère alors en assemblant les deux plateaux au moyen de boulons. Pour faire coïncider les axes des arbres, un des plateaux, pourvu d'une saillie, pénètre dans l'autre plateau. Cette certitude d'un assemblage concentrique des deux arbres est payée d'un inconvénient qui consiste dans l'impossibilité de séparer les arbres sans déplacer l'un d'eux, dans le sens de sa longueur et par rapport à l'arbre adjacent (de la hauteur h de la saillie de centrage). Pour éviter les accidents, les têtes et les écrous des boulons sont noyés, ce qui nécessite l'emploi d'une clef spéciale pour le desserrage des écrous.

L'expérience démontre que les faces planes des plateaux cessent, par suite du clavetage, d'être perpendiculaires aux axes des arbres, de façon que les arbres réunis par un accouplement de ce genre se coupent ou se croisent à l'endroit où ils se touchent, à la vérité, suivant un angle très petit ou en s'écartant très peu l'un de l'autre, mais en formant un jarret². Pour éviter cet inconvénient, il est nécessaire de remettre les plateaux sur le tour après les avoir clavetés. La fixation sur les arbres acquiert une solidité toute particulière si les moyeux des plateaux sont passés à chaud sur les arbres ou s'ils sont poussés au moyen d'une presse. Il est en outre avantageux, bien que cela ne soit pas nécessaire, de ménager sur les arbres une saillie très faible d'ailleurs, d'environ 1 à 2 mm de hauteur, servant à fixer la position du moyeu. Quand on se sert d'un métal fondu (fer, acier) cette saillie doit être arrondie.

Les boulons ont à transmettre le moment de torsion d'un plateau à l'autre. Ils le font d'abord à l'aide du frottement résultant de la pression réciproque des deux plateaux, produite par le serrage énergique des écrous. Des vibrations peuvent supprimer en partie cette résistance due au frottement (voir p. 144 c, second paragraphe); c'est alors à la résistance des boulons à la flexion qu'incombe la transmission de la force. Il est donc avantageux d'employer des boulons tournés, remplissant exactement des trous alésés et, si la force à transmettre est assez importante et sujette à changer de direction; si, en outre, la transmission est exposée à des chocs, il est bon de remplacer les boulons cylindriques par des boulons coniques, conformément à la figure 62, p. 116, et comme le montre aussi, par exemple, l'accouplement des deux bouts d'arbres de la figure 159, pl. 17.

En tenant compte des explications précédentes on se sert, pour déterminer les dimensions des accouplements à plateaux, des données suivantes :

Diamètre de l'arbre à l'endroit du plateau :

$$d_1 = d - 0,4 \text{ cm à } d - 0,2 \text{ cm.}$$

Épaisseur du moyeu (comme dans le cas de la figure 161, pl. 18) :

$$s_1 = 0,4 d + 1,0 \text{ cm.}$$

Longueur de moyeu pour des plateaux emmanchés à chaud ou à la presse :

$$l \geq \frac{5}{4} d,$$

¹ Quelquefois les plateaux sont forgés avec les arbres à accoupler, comme par exemple dans le cas des figures 159 et 160, pl. 17, ou même fondus quand il s'agit d'arbres en fonte comme ceux des turbines, par exemple.

² Cet effet se produit naturellement, non seulement pour les plateaux de l'accouplement dont il est ici question, mais généralement pour les poulies et les roues fixées au moyen de clavettes. Il mérite plus d'attention qu'on ne lui en accorde habituellement.

pour des plateaux ordinaires, clavetés :

$$l \geq \frac{3}{2} d.$$

Pour le diamètre des boulons, on peut adopter à peu près :

$$\delta = \frac{d}{8} + 1 \text{ cm à } \frac{d}{8} + 1,5 \text{ cm}$$

en arrondissant les valeurs correspondant aux mesures anglaises, si les boulons sont établis d'après ces mesures. Le nombre n des boulons se calcule en raison de la nécessité d'obtenir, en serrant les écrous, un frottement suffisant pour transmettre le moment de torsion $M_r = \frac{1}{5} k_r d^3$. Pour obtenir une valeur élevée du coefficient de frottement, il est avantageux de laisser aux plateaux, en les tournant, des surfaces adjacentes un peu rugueuses.

D'après ce qui a déjà été dit ci-dessus à propos des boulons, la résistance à la flexion doit aussi être assez grande pour suffire, en cas de besoin, à la transmission de la force. Dans ce cas, et en supposant que la direction de la force ne change pas ou, si elle change, que la grandeur de la force à transmettre n'atteigne, lors du changement de direction, qu'une partie du maximum de sa valeur ordinaire, soit la moitié au plus de ce maximum, on peut attribuer à l'effort admissible k_f une valeur assez élevée dans l'égalité

$$\frac{M_r}{y n} \frac{x}{2} = 0,1 k_f \delta^3.$$

La valeur x se déduit de l'épaisseur des plateaux qui est suffisante avec :

$$c = \frac{5}{4} \delta$$

et de la hauteur, variable entre 3 et 6 mm, de la bande circulaire réservée pour l'ajustage.

La distance y , c'est-à-dire le rayon du cercle sur lequel sont percés les trous des boulons, résulte de la fixation de a , et cette valeur semble déterminée par l'espace qu'il convient de réserver à la clef servant à serrer les boulons, ce qui a lieu avec :

$$a = \frac{1}{5} \delta.$$

Donc :

$$y = 0,5 d_1 + s_1 + a.$$

C'est ainsi que l'on trouve, par exemple, pour $d = 100 \text{ mm}$ et avec $d_1 = 98 \text{ mm}$:

$$s_1 = 100 \cdot 0,4 + 10 = 50 \text{ mm},$$

$$\delta = \frac{100}{8} + 10 = 22 \text{ mm à } \frac{100}{8} + 15 = 27 \text{ mm}.$$

Nous adoptons, par conséquent :

$$\delta = 1'' \text{ anglais} = 25,4 \text{ mm},$$

$$c = 25 \cdot \frac{5}{4} = \approx 31 \text{ mm},$$

$$x = 31 + 4 = 35 \text{ mm},$$

$$a = 1,5 \cdot 25 = 38 \text{ mm},$$

$$y = \frac{98}{2} + 50 + 38 = 137 \text{ mm}.$$

Conséquemment, avec la valeur moyenne $M_r = 36 d^3$, le coefficient de frottement $\mu = 0,25$ (surface rugueuse des faces de plateaux), pour une charge de boulons de $300 \delta^2$, et en supposant que le frottement puisse être considéré comme agissant à la distance y de l'axe :

$$\frac{36 \cdot 10^3}{13,7} = 300 \cdot 2,5^2 n \cdot 0,25$$

$$n = 5,8,$$

c'est pour cela que l'on a adopté, sur la figure 162, pl. 18, le nombre de 6 boulons. L'effort de flexion auquel les boulons peuvent se trouver soumis ne dépasse donc pas la mesure admissible, comme le montre l'exécution du calcul indiqué ci-dessus.

On a en général, pour une charge de boulons de $300 \delta^2$ ¹, avec δ en cm :

$$\frac{\frac{1}{5} k_r d^3}{yf} = 300 \delta^2 n \mu,$$

en admettant que y_f désigne la distance entre le point auquel agit le frottement et l'axe des arbres. De là on tire :

$$n = \frac{k_r}{1500 \mu} \frac{d^3}{\delta^2 y_f}.$$

Il n'est, naturellement, pas nécessaire d'employer autant de gros boulons que de petits ; mais les premiers conduisent à augmenter les dimensions et, par suite, le poids des accouplements. Ordinairement, on adopte pour n un nombre pair.

Pour assurer au frottement un grand bras de levier, et aussi pour donner le plus de fixité possible à l'assemblage des deux plateaux d'accouplement, en présence de la flexion transversale des arbres tournants (voir fig. 285, p. 381), il est avantageux de ne mettre les plateaux en contact que par une étroite surface annulaire, située à la circonférence, comme le montre la figure 163, pl. 18.

Pour le rebord de garantie il suffit de :

$$b = \frac{\delta}{4} + 0,5 \text{ cm}, \quad e = \frac{5}{4} \delta.$$

La largeur f de la bande circulaire réservée pour l'ajustage peut être égale au diamètre d'une rondelle ordinaire d'écrou, on peut donc admettre, formule 178, p. 120 :

$$f = 2,1 \delta + 0,5 \text{ cm}.$$

L'épaisseur g de la saillie paraît suffisante avec $\frac{s_1}{2}$, sa hauteur h avec $\frac{\delta}{3}$. Les dimensions de la clavette doivent se déterminer conformément aux observations des pages 241 et suivantes.

L'accouplement à plateaux², qui certainement était autrefois le plus répandu de

¹ Si importante qu'elle soit, cette charge semble être associée à un autre effort résultant de ce que les boulons, en présence des déformations inhérentes à la flexion des arbres, flexion qui, pendant la rotation, change constamment de sens (voir fig. 285, p. 381), ont pour tâche de rendre suffisamment fixe l'assemblage des deux plateaux d'accouplement. La détermination de cet effort supplémentaire, qui devient surtout nécessaire quand les portées sont éloignées et les arbres chargés, ne présente pas de grandes difficultés dans certains cas, mais ne peut généralement pas s'opérer sous une forme simple.

² La Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiën Gesellschaft, à Dessau, fournit, d'après un tarif d'avril 1894, les accouplements à plateaux aux dimensions suivantes ; sur ce tarif n'ont été admis que

pour des plateaux ordinaires, clavetés :

$$l \geq \frac{3}{2} d.$$

Pour le diamètre des boulons, on peut adopter à peu près :

$$\delta = \frac{d}{8} + 1 \text{ cm à } \frac{d}{8} + 1,5 \text{ cm}$$

en arrondissant les valeurs correspondant aux mesures anglaises, si les boulons sont établis d'après ces mesures. Le nombre n des boulons se calcule en raison de la nécessité d'obtenir, en serrant les écrous, un frottement suffisant pour transmettre le moment de torsion $M_r = \frac{1}{5} k_r d^3$. Pour obtenir une valeur élevée du coefficient de frottement, il est avantageux de laisser aux plateaux, en les tournant, des surfaces adjacentes un peu rugueuses.

D'après ce qui a déjà été dit ci-dessus à propos des boulons, la résistance à la flexion doit aussi être assez grande pour suffire, en cas de besoin, à la transmission de la force. Dans ce cas, et en supposant que la direction de la force ne change pas ou, si elle change, que la grandeur de la force à transmettre n'atteigne, lors du changement de direction, qu'une partie du maximum de sa valeur ordinaire, soit la moitié au plus de ce maximum, on peut attribuer à l'effort admissible k_f une valeur assez élevée dans l'égalité

$$\frac{M_r}{y n} \frac{x}{2} = 0,1 k_f \delta^3.$$

La valeur x se déduit de l'épaisseur des plateaux qui est suffisante avec :

$$c = \frac{5}{4} \delta$$

et de la hauteur, variable entre 3 et 6 mm, de la bande circulaire réservée pour l'ajustage.

La distance y , c'est-à-dire le rayon du cercle sur lequel sont percés les trous des boulons, résulte de la fixation de a , et cette valeur semble déterminée par l'espace qu'il convient de réserver à la clef servant à serrer les boulons, ce qui a lieu avec :

$$a = \frac{1}{5} \delta.$$

Donc :

$$y = 0,5 d_1 + s_1 + a.$$

C'est ainsi que l'on trouve, par exemple, pour $d = 100 \text{ mm}$ et avec $d_1 = 98 \text{ mm}$:

$$s_1 = 100 \cdot 0,4 + 10 = 50 \text{ mm},$$

$$\delta = \frac{100}{8} + 10 = 22 \text{ mm à } \frac{100}{8} + 15 = 27 \text{ mm}.$$

Nous adoptons, par conséquent :

$$\delta = 1'' \text{ anglais} = 25,4 \text{ mm},$$

$$c = 25 \cdot \frac{5}{4} = \approx 31 \text{ mm},$$

$$x = 31 + 4 = 35 \text{ mm},$$

$$a = 1,5 \cdot 25 = 38 \text{ mm},$$

$$y = \frac{98}{2} + 50 + 38 = 137 \text{ mm}.$$

En supposant que le frottement entre les arbres et les coquilles doive transmettre le moment de torsion $M_r = 36 d^3$, que la pression à l'unité de surface qui a lieu sur les surfaces de contact possède la même valeur sur tous les points de ces surfaces, et que l'on introduise le coefficient de frottement dans le calcul avec une valeur de 0,25, on trouve, pour une charge de $300 \delta^2$ sur les boulons :

$$\frac{36 d^3}{d} = 300 \delta^2 \frac{n}{2} \cdot 0,25 \frac{\pi}{2},$$

d'où résulte en arrondissant le nombre :

$$n = \approx 0,6 \left(\frac{d}{\delta} \right)^2, \quad n \geq 4,$$

avec δ en cm.

On a ainsi, par exemple, pour $d = 100$ mm :

$$\delta = \frac{100}{5} + 10 = 30 \text{ mm} = \approx 3/8'' \text{ anglais.}$$

$$n = 0,6 \left(\frac{100}{29} \right)^2 = \approx 6.$$

Nous traçons à 45° la ligne ob et adoptons à peu près $x = \frac{\delta}{3}$, traçons aussi la droite bc et à cause de \overline{bc} , prenons à peu près $1,1 \delta$ pour grandeur de l'écrou. Pour tenir compte de l'espace nécessaire à la clef qui sert à serrer les écrous, on doit faire la distance e au moins égale à $1,4 \delta$. Le diamètre extérieur est déterminé par la nécessité de reculer l'écrou de 3 à 6 mm, environ.

La dimension de la languette peut se déterminer d'après ce qui a été dit au sujet du clavetage des roues dentées (p. 212 et suivantes). Pour l'épaisseur de métal à laisser entre deux boulons, il paraît suffire de $\frac{2}{3} \delta$.

On raccourcit et, par conséquent, on allège un peu cet assemblage relativement lourd en passant les deux boulons du milieu, non pas de bas en haut, comme les quatre boulons extérieurs, mais de haut en bas de manière que les écrous viennent se placer en dessous. Comme il ne faut pas tant de place pour les têtes que pour les écrous, on réduit ainsi la longueur de l'accouplement, comme le montre la figure 165, planche 18.

Pour prévenir complètement les accidents, il est bon de recevoir l'accouplement d'un cylindre en tôle. On peut aussi, d'ailleurs, remplacer les boulons par des frettes passées à force, comme l'indique la figure 166, planche 18¹. Epaisseur moyenne de la paroi du manchon :

$$0,3 d + 1 \text{ cm}$$

avec une inclinaison extérieure de $\frac{1}{25}$ à $\frac{1}{20}$ (tangente de la moitié de l'angle au sommet du cône), longueur du manchon, environ $3 d + 2 \text{ cm}$ à $4 d$. La section des frettes passées à

¹ Lohmann et Stolterfoht, à Witten-sur-Ruhr fournissent des accouplements à douille fendue d'un seul côté, comme le montre la figure 167, planche 18. et conformes d'ailleurs, pour le reste, à la figure 166, aux dimensions suivantes :

Alésage	30	40	50	60	70	80	90	100 mm
Longueur totale	120	160	200	240	280	320	360	400 »
Poids	8	9	12	17	24	34	50	66 kg

force se calcule d'une manière tout à fait analogue à celle employée ci-dessus pour les boulons de l'accouplement 164. Si, cependant, on tient compte de la difficulté d'apprécier, lors de la pose des frettes, si les moitiés de l'accouplement pressent assez fortement sur les surfaces des arbres, difficulté qui oblige à donner à ces frettes une tension très exagérée ; si l'on considère, en outre, que la tension dans la frette ne se répartit pas uniformément sur sa section, il semble prudent d'emprunter la section s nécessaire à la frette à des pièces dont l'exécution a donné de bons résultats. Nous posons :

$$s = \frac{d^2}{6} \text{ à } \frac{d^2}{4}$$

Les accouplements à coquille ou à douille mentionnés ci-dessus, fig. 164 à 167, pl. 18, ont un autre défaut, celui de ne donner un bon assemblage que dans l'hypothèse d'une égalité rigoureuse du diamètre des deux bouts d'arbres. L'accouplement à pince ou à double cône dû à Sellers et représenté figure 168, planche 18, est exempt de ce défaut. Il se compose d'une pièce creuse, alésée intérieurement en forme de double cône, et qui entoure deux douilles fendues, coniques à l'extérieur et cylindriques à l'intérieur. En serrant les boulons placés parallèlement à l'axe, on presse chacune des deux douilles, d'une part contre le bout d'arbre correspondant, de l'autre contre la pièce creuse. Ce sont les efforts de frottement engendrés par la pression qui accouplent les deux arbres. Il est évident que l'on obtient un assemblage concentrique et sûr, même quand les diamètres des deux arbres diffèrent un peu l'un de l'autre. La tangente de l'angle d'inclinaison des surfaces coniques sur l'axe de l'arbre atteint environ 1 : 8¹.

Comme on peut le voir, l'accouplement de Sellers se distingue encore, particulièrement, par la facilité avec laquelle il se monte et démonte.

La figure 169, planche 18, montre, exécuté de deux manières différentes, l'assemblage d'arbres creux dans lesquels pénètre un tourillon à collets, (Mannesmann, laminoirs à tubes de Komotau, brevet allemand n° 46 881, du 24 juillet 1888). Sur le tourillon à collets qui réunit les deux bouts d'arbres, est claveté à gauche le plateau a portant une douille b alésée en forme de cône. En tirant au moyen des boulons d les boîtes c tournées extérieurement en forme de cônes et fendues à un endroit, on centre et pince le bout des tubes comme avec l'accouplement Sellers. Sur le côté droit du tourillon, le plateau a et la douille b se composent d'une seule pièce venue de fonte. La disposition du côté gauche a sur celle de droite l'avantage de permettre le démontage du bout de tube transversalement à l'axe sans qu'il soit nécessaire d'opérer aucun déplacement longitudinal. Pour cela, après avoir desserré les boulons d , on écarte, en frappant dessus dans la direction de l'axe, la douille du plateau a ; on s'aide, au besoin, des vis de pression $e e$ adaptées au plateau a . Pour assurer l'entraînement du plateau a par le tube, et réciproquement, on pourvoit le premier de saillies f , qui pénètrent dans des entailles correspondantes pratiquées sur les bouts des tubes. On peut, quand les circonstances le font trouver avantageux, faire d'une seule pièce (en acier fondu), le tourillon à collets et les deux plateaux correspondants.

L'accouplement décrit ci-dessus doit permettre d'employer avantageusement des tubes pour l'établissement de files d'arbres. D'après la spécification du brevet, l'avantage consiste

¹ La Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft, à Dessau fabrique les accouplements Sellers aux dimensions suivantes :

Alésage d	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150 mm
Longueur L	150	170	210	240	265 ⁺	300	320	360	380	410	445	470	500 »
Diamètre D	100	120	140	165	190	212	235	260	280	300	325	350	370 »
Poids	6	10	17	27,5	38	53	68	90	112	140	162	220	287 kg.

en ce que l'arbre creux (à résistance égale de la matière à la torsion et à la flexion transversale), est plus léger que l'arbre plein et permet, par conséquent, de donner plus d'écartement aux portées, en outre les tourillons intercalés dans la transmission pour l'assemblage des tubes peuvent avoir un diamètre inférieur à celui d'un arbre plein, ce qui contribue aussi à réduire la perte de travail mécanique occasionnée par la résistance au frottement. On peut opposer à ces avantages, dont il est facile d'apprécier l'importance dans chaque cas particulier, le prix plus élevé de l'installation, ainsi que l'obligation de renoncer à l'usage des rainures de clavettes, ce qui oblige à fixer par serrage les poulies et roues qui doivent être placées sur les arbres creux.

II. Accouplements mobiles.

L'assemblage de deux bouts d'arbres doit quelquefois se faire de façon à permettre de faibles mouvements aussi bien dans la direction des axes que perpendiculairement à cette direction. C'est ce qui arrive, par exemple, quand on ne peut compter sur le maintien durable des deux parties d'arbres dans une position suffisamment exacte, etc. En pareils cas l'accouplement doit laisser aux bouts d'arbres la faculté de se mouvoir longitudinalement et transversalement.

La figure 170, planche 19, représente un dispositif de ce genre, imaginé par *Sharp* sous une forme un peu différente. Une des moitiés porte des dents ou griffes prismatiques, au nombre de deux ou plus, qui s'engagent avec un certain jeu dans des cavités correspondantes de l'autre moitié. Pour éviter les accidents, il convient de couvrir les angles vifs des griffes.

La figure 171, planche 19, représente l'accouplement à mouvement longitudinal (*accouplement extensible*) tel que l'exécute la *Berlin Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*. Les trois griffes sont exactement ajustées. Pour assurer la position concentrique des arbres, on a muni l'intérieur de l'accouplement d'un anneau tourné. La mobilité longitudinale de l'assemblage des arbres, telle qu'elle est prévue ici, est toujours nécessaire sur une longue suite d'arbres, par suite des variations inévitables de la température, en supposant que les circonstances ne permettent pas le déplacement des bouts d'arbres dans le sens de l'axe, comme tel est le cas, par exemple, lorsque l'une des extrémités de la transmission étant fixée d'une manière invariable, l'autre extrémité sert à commander des roues d'angle. Toutefois, l'installation d'un accouplement extensible se recommande aussi pour les longues suites d'arbres, quand les circonstances permettent un déplacement des extrémités des arbres, si l'on veut que les parties de ces derniers qui se meuvent dans des coussinets se déplacent aussi peu que possible dans le sens de la longueur. Un déplacement dans ce sens a toujours pour effet d'élever le coefficient de frottement sans compter qu'il facilite l'introduction d'impuretés entre les surfaces des portées¹.

Un accouplement mobile d'un genre particulier est l'accouplement élastique de *Raffard*, représenté sur la figure 172 de la planche 24, d'après un dessin de l'usine de construction de machines *J. M. Voith*, à *Heidenheim-sur-Brenz*. Sur les deux extrémités des arbres à

¹ La maison précitée fournit les accouplements extensibles, fig. 171, aux dimensions suivantes :

Alésage <i>d</i>	40	50	60	70	80	90	100	110	120 mm
Longueur <i>L</i>	180	220	260	300	340	370	410	450	500 »
Diamètre <i>D</i>	100	125	150	175	200	225	250	275	300 »
Mobilité longitudinale	12	12	14	14	16	16	20	20	20 »
Poids	7	12,5	22	34	50	68	94	125	166 kg.

2)

accoupler sont calés des plateaux avec des tourillons sur lesquels sont montés des rouleaux pourvus de bourrelets à leurs extrémités. Les rouleaux sont, deux à deux, entourés d'une bande sans fin en caoutchouc. Dès qu'un des arbres commence à tourner, les bandes de caoutchouc se tendent assez fortement jusqu'à ce que, finalement, l'arbre conduit soit entraîné. Depuis quelque temps l'accouplement *Raffard* trouve fréquemment son emploi pour la commande directe des dynamos par la machine motrice; il permet alors d'isoler la dynamo ce qui l'a fait aussi désigner sous le nom d'accouplement isolateur. Il est bon de veiller, en le construisant, à ce que l'on puisse changer les bandes de caoutchouc sans être obligé de déplacer les plateaux et, par conséquent, les arbres dans le sens de leur axe. Il est avantageux de donner aux grands plateaux une forme bombée.

Si l'on désigne par :

M_r le moment de torsion à transmettre, en kg . cm,

n le nombre des bandes de caoutchouc qui participent à la transmission,

b la largeur et

e l'épaisseur de ces bandes,

R la distance entre les tourillons des rouleaux intérieurs et l'axe des arbres, il se produit sur la section transversale des bandes de caoutchouc, en supposant que l'effort de traction soit uniformément réparti sur elles, une tension :

$$\tau = \frac{M_r}{2 n R b e \cos \varphi}$$

en admettant que φ désigne l'angle dont l'axe des bandes s'écarte de la direction de la tangente :

Estimons que, pour des conditions moyennes,

$$\cos \varphi = 0,9,$$

il en résulte :

$$M_r = 1,8 n R b e \tau$$

et avec :

$$\tau \leq 2,5 \text{ kg/cmq,}$$

$$M_r \leq 1,8 \cdot 2,5 n R b e = 4,5 R b e.$$

On trouve par exemple, pour

$$n = 10, R = 425 \text{ mm, } b = 70 \text{ mm, } e = 30 \text{ mm,}$$

$$M_r \leq 4,5 \text{ mm} \cdot 10 \cdot 42,5 \cdot 7 \cdot 3 = 40\ 162,5 \text{ kg} \cdot \text{cm.}$$

Comme l'hypothèse d'une répartition uniforme de l'effort de traction sur la section $b e$ ne se réalise pas; comme en outre le mouvement des machines (des arbres) et les variations du moment à transmettre donnent de l'influence à la force d'inertie des masses, la tension de 2,5 kg est en réalité dépassée.

Par suite de la grande élasticité de la matière qui sert à transmettre la force, l'accouplement *Raffard* permet non seulement de notables déplacements longitudinaux et transversaux des bouts d'arbres, l'un par rapport à l'autre, mais semble aussi pouvoir être employé lorsque les deux arbres ne sont pas en ligne droite et font, entre eux, un angle différant de 180° ; mais qui, en tout cas, ne doit pas être grand.

Un *accouplement à bande*, destiné à satisfaire aux mêmes besoins que l'accouplement *Raffard*, dont il dérive, a été récemment l'objet du brevet allemand *Zodel Voith* (n° 81 852, 1^{er} décembre 1894). Cet accouplement est représenté sur les figures 303 et 304 de la page 423. Les bouts des arbres à accoupler portent des plateaux fixés au moyen de clavettes et

dont les bords cylindriques, disposés concentriquement l'un dans l'autre, avec un jeu convenable, ont tous deux le même nombre de fentes arrondies aux arêtes ; une courroie de cuir ou de coton traverse ces fentes sans être tendue, en formant des lacets analogues à ceux d'une couture, et transmet la force de l'un des plateaux de l'accouplement à l'autre. La jonction des bouts de la courroie s'opère au moyen d'une agrafe à courroie ou de quelque autre manière convenable. En enlevant les vis d'assemblage on peut déplacer, dans le sens de l'axe des arbres, le bord cylindrique du plateau d'accouplement qui porte les fentes extérieures, ce qui permet de sortir chacun des deux arbres de ses paliers sans être obligé de le déplacer dans le sens de son axe.

Comparativement à l'accouplement *Raffard*, on doit reconnaître à celui à bande l'avantage de permettre généralement, quand cela devient nécessaire, de remplacer la courroie d'accouplement plus facilement et rapidement que les bandes de caoutchouc¹. Les bandes de caoutchouc que l'on peut tenir prêtes pour le remplacement ne tardent guère à devenir cassantes, pour peu que la qualité de la matière ne soit pas tout à fait supérieure.

Les accouplements comme ceux de *Raffard* et de *Zodel-Voith* sont appelés à avoir des applications de plus en plus nombreuses, car même quand les axes des deux arbres neufs seraient exactement sur une même droite et quand les portées conserveraient leur position primitive, cet état de coïncidence des deux axes cesserait en pratique par suite de l'usure inégale des coussinets. L'importance des dérangements qui se produisent dépend des circonstances. Des explications données pages 380 et 381, il résulte que l'on ne peut, à la rigueur, compter sur la coïncidence des axes des deux arbres même à l'état de neuf, tout en faisant complètement abstraction des imperfections de tout travail humain.

Parmi les accouplements mobiles des arbres on peut citer celui — assez rarement appliqué — à la vérité — de *deux arbres à manivelle par une pièce qui les relie comme*

¹ L'usine de construction de machines de *J. M. Voith à Heidenheim-sur-Brenz*, fournit des accouplements à bande, de 12 grandeurs différentes, au sujet desquels le tableau suivant donne tous les renseignements utiles. Sur ce tableau *N* désigne le nombre de chevaux de force à transmettre et *n* le nombre de tours par minute.

Grandeurs	$\frac{N}{n}$	Alésage	Longueur de moyeu	Distance entre les bouts d'arbres	Dia- mètre	Lon- gueur	Dimensions de la courroie				Poids kg
							d'un accouplement		Lar- geur	Epais- seur	
4	0,075	50	90	20	400	200	50	4	3200	6	85
5	0,15	60	115	20	500	250	50	4	4200	8	105
6	0,3	80	135	30	600	300	65	4,5	5100	10	160
7	0,4	90	160	30	700	350	65	5	6000	10	245
8	0,6	100	185	30	800	400	75	5	6800	12	355
9	0,9	110	210	30	900	450	75	6	7500	12	510
10	1,4	130	230	40	1000	500	90	7	8500	12	680
12	2,5	150	280	40	1200	600	90	7	11000	14	1040
14	3,75	175	325	50	1400	700	100	8	12500	16	1450
16	5,0	200	375	50	1600	800	100	8	14500	18	1860
18	7,5	225	425	50	1800	900	120	8	16500	20	2270
20	10,0	250	475	50	2000	1000	120	8	18500	24	2700

L'accouplement représenté sur les figures 303 et 304 est du n° 8 et correspond à $\frac{N}{n} = 0,6$; il convient par exemple, avec $n = 250$, pour la transmission de $250 \cdot 0,6 = 150$ chevaux de force.

une remorque. Comme les accouplements exécutés dans ces conditions, même depuis peu, présentent encore des défauts très importants, nous allons décrire ce dispositif dessiné sur les figures 305 et 306 de la page 424. Les deux parties d'arbres appartiennent à la machine à vapeur à double expansion, d'un bateau de rivière. L'angle que les manivelles font entre elles est de 90° . La pièce d'accouplement entoure, d'une part, le tourillon sphérique A du côté de la basse pression, fig. 305, d'autre part le tourillon cylindrique B, du côté de la haute pression ; elle a donc A B pour axe. Cette pièce doit être construite comme une bielle directrice ou d'accouplement (voir la partie du chap. VI^e relative aux bielles).

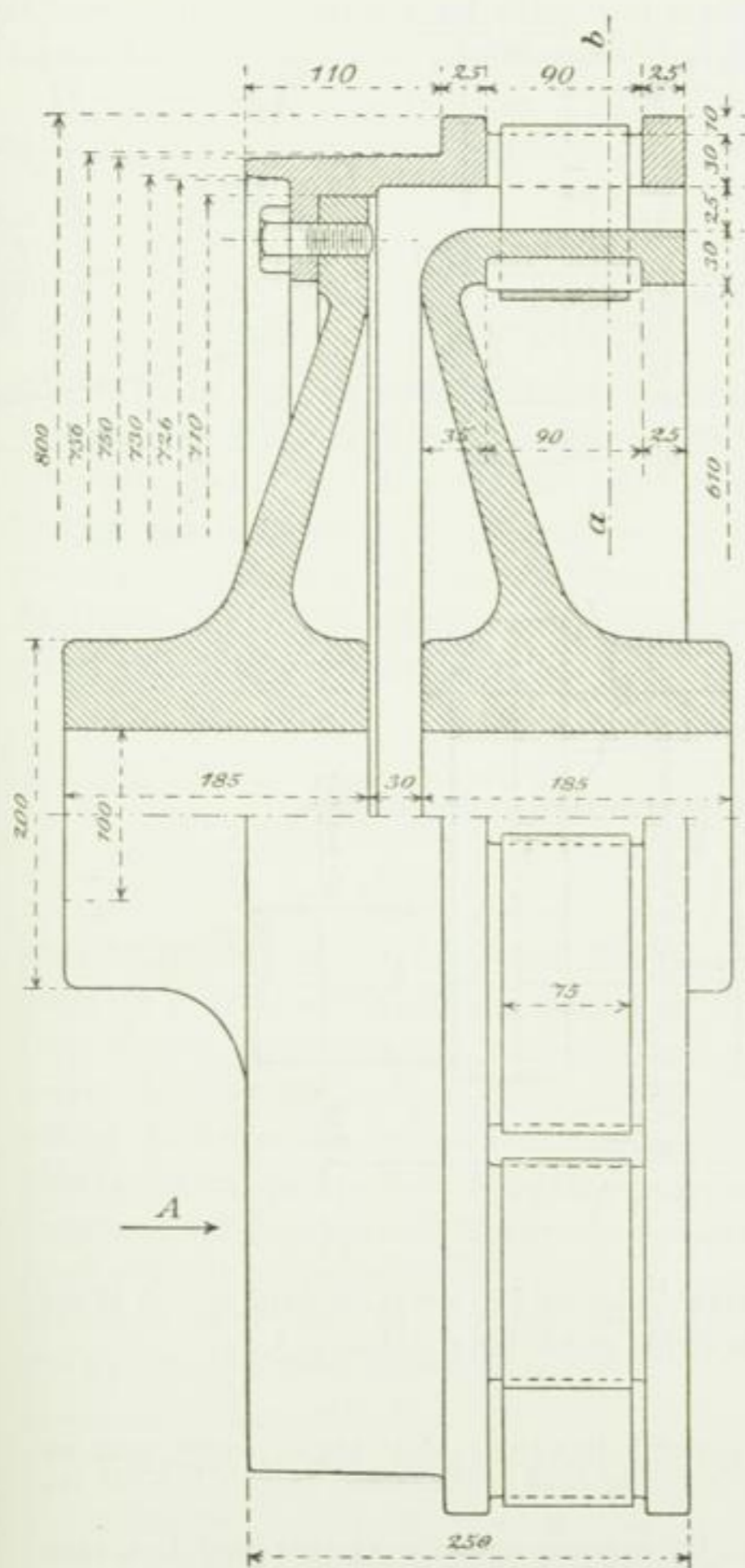


Fig. 303.

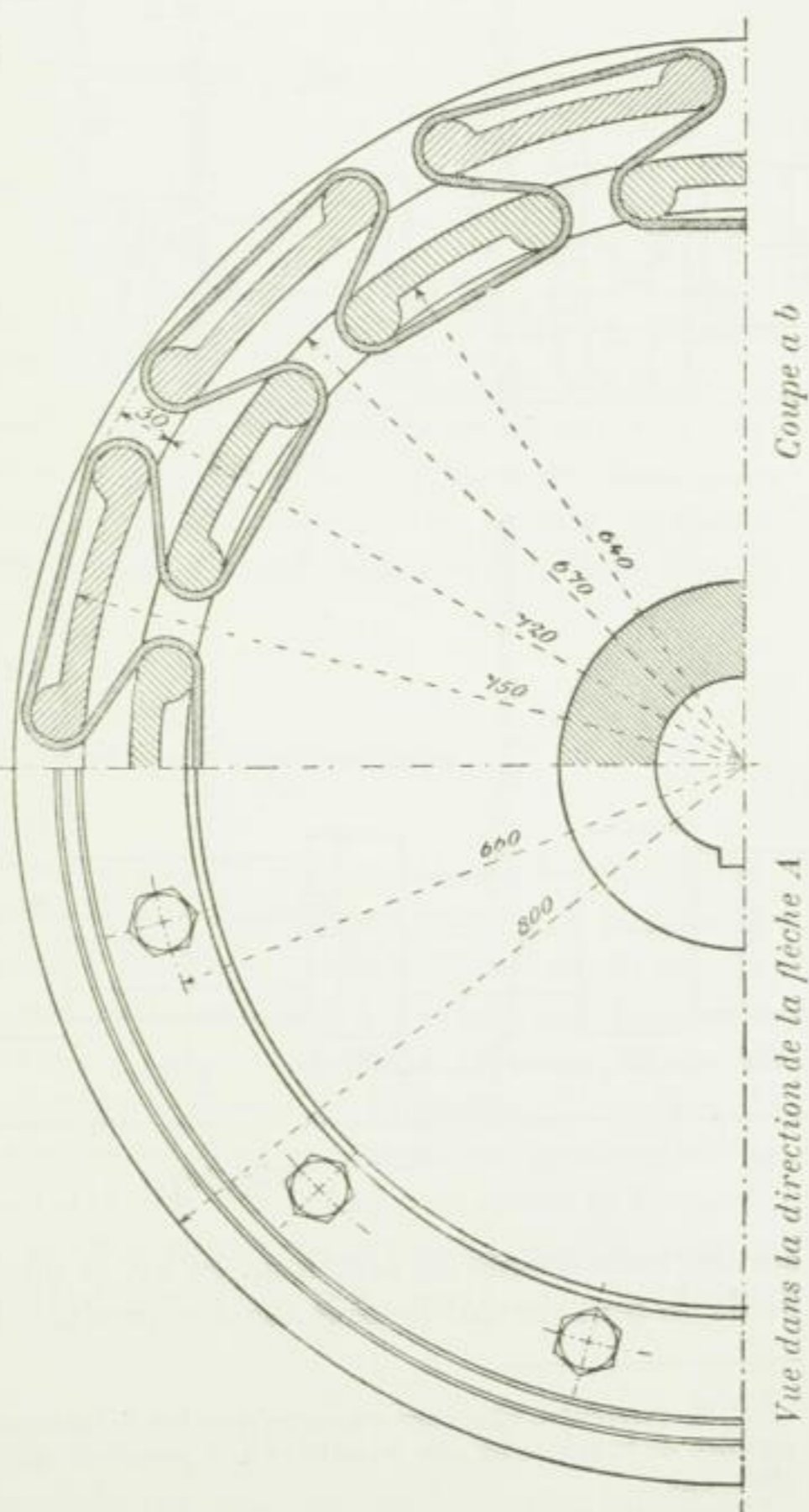


Fig. 304.

Si maintenant la manivelle du côté de la haute pression se trouve, par exemple, au voisinage de son point mort, le mouvement de la roue à aubes, de ce côté, exigera un travail mécanique de la pièce d'accouplement A B. Si, pendant ce temps C A S₁ est la direction de

la bielle directrice sur le côté à basse pression, et si $A S_1$ représente la partie de l'effort de la bielle directrice, côté basse pression, qui au moment considéré doit être transmise par la pièce d'accouplement $A B$, la pression (ou la traction) $A S_2$, qui s'exerce sur cette pièce et sur le tourillon B est — comme on peut le voir — bien supérieure à la résistance à vaincre sur le côté de la haute pression, dans la direction de la tangente, à une distance égale à la longueur de manivelle. La fatigue très considérable imposée par cette force $A S_2$ à la

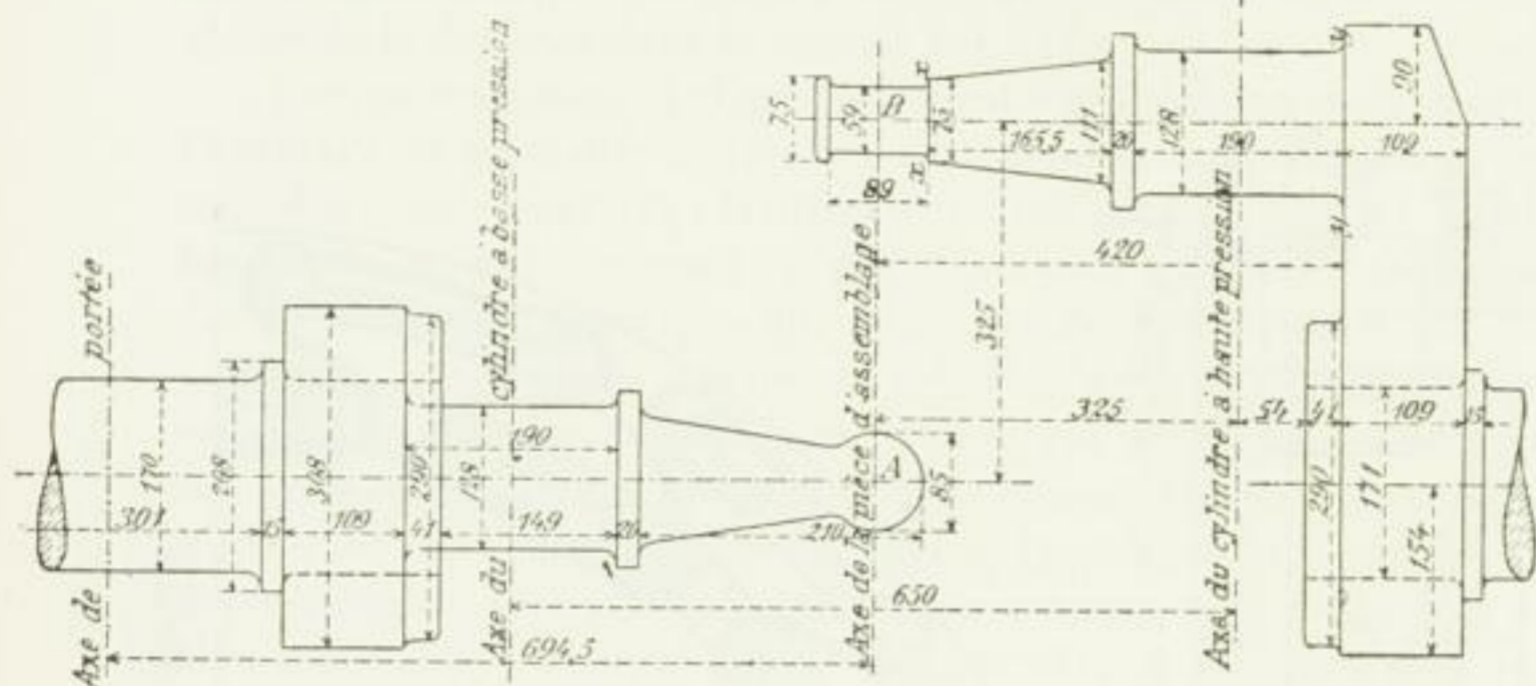


Fig. 306.

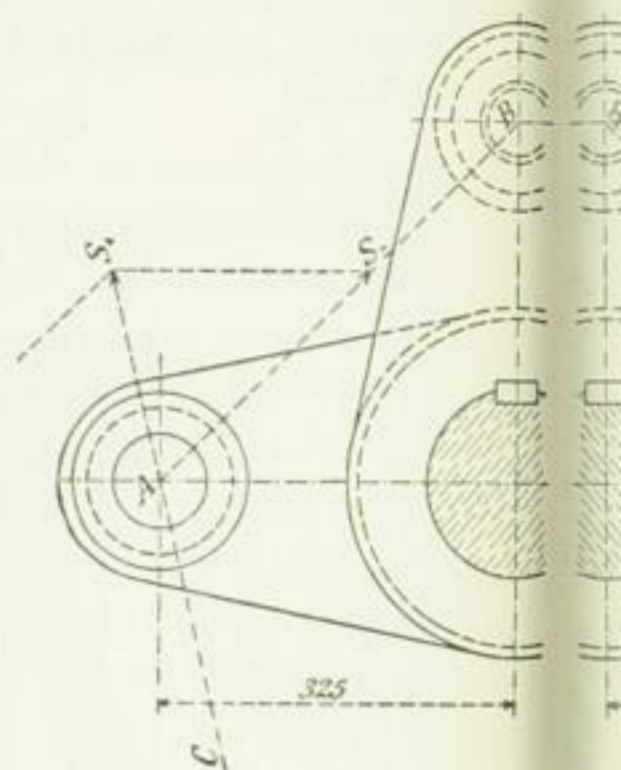


Fig. 305.

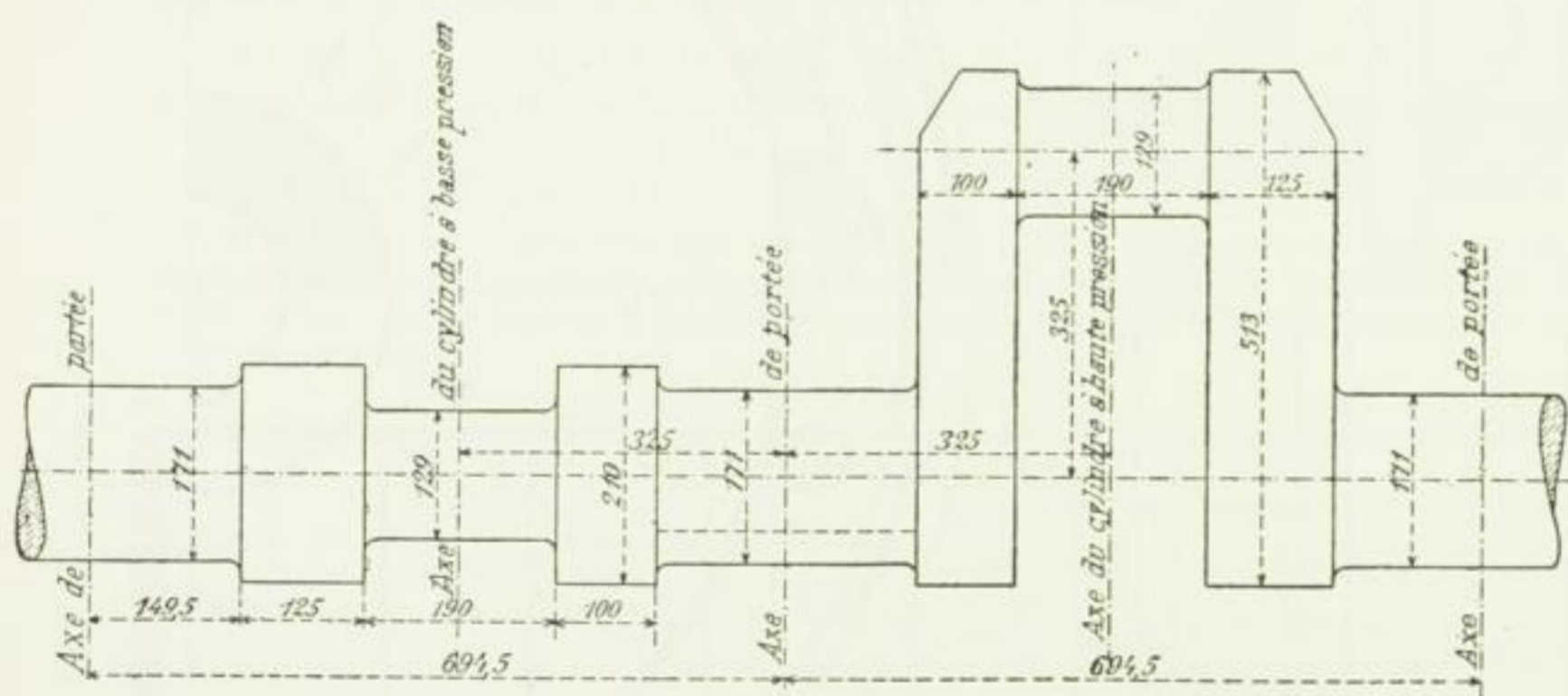


Fig. 307.

section transversale du tourillon, en xx et yy (bras de levier 420 mm!) est évidente et il est facile de prouver qu'elle doit aussi se produire dans les conditions ci-dessus¹.

¹ Il convient d'observer en outre que les diamètres des cylindres atteignaient 460 et 700 mm, pour un nombre de tours de 54 par minute et une pression effective de 8 kg dans la chaudière. Travail indiqué 160 chevaux.

Sur cette machine, mise en service en octobre 1890, les ruptures suivantes se sont produites, sans parler de plusieurs autres : d'abord celle de la pièce d'accouplement $A B$, puis celle du tourillon de manivelle B , à la section xx , fig. 306, ce qui a nécessité le remplacement de la manivelle tout entière; le tourillon et la manivelle étant d'une seule pièce. Trois mois après le tourillon de manivelle s'est rompu à la section yy .

On est parvenu à assurer la bonne marche de la machine en renonçant à la pièce d'accouplement et en installant un arbre à double vilebrequin solidement accouplé avec les arbres des roues à aubes et supporté en son milieu, comme le montre la figure 307.

Il en est de même pour le côté de la basse pression. D'autre part, les déformations subies par les tourillons, les bras de manivelles, les arbres, les paliers, etc., et qui deviennent visibles à l'œil, doivent se faire sentir d'une manière désagréable.

Si les deux arbres se coupent sous un angle α , différant assez de 0° ou de 180° , pour qu'on ne puisse plus employer l'accouplement figure 170, planche 19, ni l'accouplement *Raffard*; on a recours, à l'accouplement articulé (*joint universel, joint de Hook, joint de Cardan*). La transmission du mouvement par ces accouplements s'opère, comme on le sait, irrégulièrement, les rapports extrêmes des vitesses angulaires étant $\frac{1}{\cos \alpha}$ et $\cos \alpha$.

Il faut d'ailleurs arriver à des valeurs importantes de α , pour que cette irrégularité devienne considérable. C'est ainsi, par exemple, que pour $\alpha = 10^\circ$:

$$\frac{1}{\cos \alpha} = 1,015 \qquad \cos \alpha = 0,985$$

et par suite :

$$\frac{1}{\cos \alpha} : \cos \alpha = 1 : 0,97.$$

La figure 173, planche 19, montre l'accouplement à articulation en croix de la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à Dessau¹. Si les deux axes des arbres à accoupler ne sont pas dans un seul plan, les quatre tourillons de l'articulation ont, non seulement un mouvement de rotation, mais aussi un mouvement de déplacement dans leurs coussinets. Généralement, on ne donne aux tourillons des coussinets en bronze, en forme de douilles, que si l'angle α diffère notablement de zéro. Le graissage des tourillons s'opère au moyen de graisses consistantes.

III. Accouplements à embrayage et débrayage.

Le type le plus ordinaire est l'accouplement à griffes représenté sur la figure 174, planche 19. Sur le côté droit est fixé, au moyen d'une clavette, un manchon pourvu de dents ou griffes, sur le côté gauche est un manchon analogue, mais mobile dans le sens de l'axe et qui, étant embrayé, transmet le mouvement de rotation à l'arbre, par l'intermédiaire de deux languettes. Ce manchon est muni d'une rainure dans laquelle pénètre le collier de débrayage a , porté comme on le voit par le levier de débrayage. Le collier de débrayage est quelquefois remplacé par de simples coulisseaux, dont on peut même se dispenser sur les appareils d'ordre secondaire en donnant à l'extrémité du levier la forme A. Pour obtenir la concentricité des deux axes, on fait pénétrer l'arbre de gauche dans le manchon de droite². Si la transmission doit avoir lieu dans les deux sens, on doit adopter des griffes de forme convenable.

¹ Les grandeurs sont données sur le tableau suivant :

Alésage d	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	mm
Longueur L	130	160	200	230	270	310	350	390	430	475	475	530	530	600	600	»
Diamètre D	135	160	200	240	280	305	350	390	430	480	480	600	600	800	800	»
Poids	5	7	15	24	36	52	79	98	146	215	220	450	460	720	740	kg.

² Au sujet de cette pénétration d'un arbre dans le manchon de l'autre, en vue d'obtenir la concentricité, on observe avec raison, pour beaucoup d'accouplements mobiles et particulièrement pour les accouplements séparables que cette pénétration suppose des surfaces de coussinets suffisamment grandes

L'embrayage de l'accouplement à griffes ne doit s'opérer qu'à l'état de repos — il faut alors que les griffes des deux manchons, et conséquemment les arbres, se trouvent réciproquement dans une position qui permette d'embrayer — ou quand les vitesses sont petites ou différent peu entre elles¹; il convient alors de réduire les masses dont le mouvement doit s'accélérer au moment de l'embrayage et d'atténuer, autant que possible, la brusquerie d'entraînement, résultant de l'embrayage, au moyen d'une certaine flexibilité élastique de la transmission. Si, dans le dernier cas l'embrayage est, à la vérité, possible théoriquement, il semble cependant n'être rien moins que recommandable au point de vue de la sécurité en pratique. Quand les hypothèses énoncées ne se réalisent pas, l'embrayage donne lieu à des chocs susceptibles de produire des ruptures.

Si la moitié mobile de l'accouplement est unie à l'arbre par *une seule* languette (ou clavette), cette languette est très fatiguée par les angles extérieurs de la rainure; on diminue notablement cet effet en disposant *deux* languettes comme sur la figure 174. Un inconvénient bien connu de l'accouplement à griffes est la difficulté ou même l'impossibilité du débrayage en marche ou à pleine charge². Cette difficulté provient de ce que, pour transmettre de grands moments de torsion, il faut exercer sur les surfaces des griffes en contact réciproque, ainsi que sur les surfaces de contact des languettes qui transmettent la force à l'intérieur du manchon formant la moitié mobile de l'accouplement, des efforts considérables et donnant lieu à des résistances de frottement non moins grandes, qu'il faut vaincre pour déplacer le manchon, c'est-à-dire pour débrayer en marche ou à pleine charge.

On a cherché à supprimer les inconvénients résultant de la nécessité de déplacer sur l'arbre une des moitiés de l'accouplement, au moyen de l'*accouplement Hildebrandt* (brevet allemand n° 48 212), représenté sur la figure 175, planche 20, tel que le construit la *Berlin-Anhaltische Aktiengesellschaft*, à Dessau. Les deux moitiés de l'accouplement, e

et un graissage convenable. Souvent le graissage n'est aucunement prévu; fréquemment aussi il est difficile de l'opérer avec une simplicité suffisante ou de lui assurer une durée convenable. Il en est à peu près de même avec l'autre condition consistant à donner des surfaces de coussinets suffisantes, surtout si l'on considère que les coussinets peuvent s'user inégalement des deux côtés de la jonction des arbres et que les extrémités de ceux-ci, d'après ce qui a été expliqué pages 380 et suivantes possèdent, sur l'horizontale, une inclinaison inhérente à la flexion élastique et par suite de laquelle les axes des deux extrémités se couperont ou se croiseront. Il peut arriver, en pareil cas, qu'il se produise un grippement du bout d'arbre engagé dans le manchon et un entraînement de l'arbre débrayé. Il paraît alors plus rationnel de ne pas centrer les arbres de la manière indiquée, mais de confier le centrage à l'accouplement lui-même et de supprimer les quelques dérangements qui peuvent se produire en rectifiant autant que possible les paliers voisins.

¹ Pour observer cette différence de vitesse, et la concordance de vitesse des deux arbres recherchée pour l'embrayage, on peut se servir d'appareils spéciaux parmi lesquels on compte le tachoscope de *Teichmann*.

² Pour obvier à cette difficulté et obtenir la possibilité du débrayage rapide nécessaire, surtout, en cas d'accidents, on a imaginé des dispositifs permettant de confier la séparation des manchons d'accouplement à l'arbre lui-même, par exemple en munissant la moitié mobile de l'accouplement d'une rondelle dont la surface annulaire s'élève en forme d'hélice. Si, pour débrayer, on pousse un boulon ou quelque autre pièce, supportés ou guidés d'une manière suffisamment sûre, contre cette surface hélicoïdale, soit dans le sens du rayon, soit dans celui de la tangente, la surface hélicoïdale avance d'une distance au moins égale à la hauteur des griffes, et la douille mobile d'accouplement est dégagée par le mouvement même de l'arbre tournant. Il est vrai qu'il se produit alors des efforts considérables qui, toujours nuisibles aux portées, deviennent parfois assez grands pour compromettre la sécurité de la transmission, ces efforts sont: la résistance au frottement sur les surfaces des griffes (parallèlement à l'axe des arbres), dont la grandeur pourrait aller jusqu'à entraîner l'arbre lui-même, lors du débrayage, et aussi la force contraire de l'appareil de débrayage, agissant en dehors du centre et exerçant surtout sur l'arbre un effort de flexion.

Au sujet de ces conditions et de l'influence exercée par le dégagement graduel des griffes sur la fatigue et l'usure des surfaces des griffes, il convient de renvoyer nos lecteurs à l'ouvrage d'Ernst intitulé *Ausrückbare Kuppelungen* (accouplements à débrayage), Berlin, 1890, pages 83 et suivantes.

et f , sont fixées sur les bouts d'arbres par des clavettes. Les 4 griffes g du manchon mobile h entrent juste dans 4 vides des plateaux e et f en accouplant ainsi les deux arbres. Ici encore l'embrayage est analogue à celui de l'accouplement à griffes ; mais n'est généralement admissible qu'à de très faibles vitesses ou pendant un arrêt et pour une position déterminée de l'un des arbres par rapport à l'autre.

L'accouplement à cliquets, représenté fig 176, pl. 21, et dû à *Lohmann et Stolterfoht*, à *Witten-sur-Ruhr*, se distingue par la suppression des forces axiales agissant pendant le débrayage, ainsi que par la facilité relative avec laquelle celui-ci peut s'opérer. Sur l'arbre moteur (placé à gauche) est calée la roue à rochet c avec les dents f ; sur l'arbre conduit (à droite), est clavetée la pièce a , portant des tourillons $e e$ sur lesquels peuvent tourner des cliquets g qui viennent porter contre les dents f de la roue à rochet c , lorsque l'accouplement est embrayé. Ces cliquets sont poussés en dedans par des ressorts spiraux. Chacun des axes de cliquets porte à l'une de ses extrémités le bras de débrayage i qui, soulevé dans le sens du rayon, peut produire le déclic. Pour interrompre l'accouplement, on se sert de la douille de débrayage k qui glisse sur l'arbre à frottement doux et dont le levier de débrayage empêche l'entraînement par l'arbre. Sur celle de ses faces qui est tournée vers l'accouplement, elle porte 4 doigts l , dont la forme est calculée de manière que les bras de débrayage i des cliquets g puissent pénétrer dans les intervalles des doigts quand on déplace la douille k vers la droite ; il faut alors au plus un quart de tour de l'arbre pour que la partie la plus basse de l'intervalle des doigts se trouve en face du bras de débrayage. Pour débrayer on rapproche la douille k de l'accouplement, les bras de débrayage i , tournant autour de a , pénètrent dans les intervalles des doigts l , qui ne peuvent tourner ; ils se meuvent alors en s'élevant, dans la direction des rayons, sur le revers des doigts, en produisant le déclic et, par suite, l'interruption de l'accouplement. Il suffit donc, pour débrayer, d'exercer l'effort nécessaire pour déplacer la douille k ; c'est la transmission elle-même qui exécute le travail de débrayage, sans qu'il se produise alors d'efforts nuisibles dans le sens de l'axe, comme ceux auxquels donne lieu l'accouplement à griffes et qui ont été signalés dans la note 2 de la page précédente. Cette différence provient de ce que le débrayage, avec l'accouplement à griffes, s'opère dans le sens de l'axe, tandis qu'il s'opère dans le sens du rayon avec l'accouplement dont nous nous occupons actuellement. Comme le débrayage de l'accouplement à cliquets n'exige que peu de force, on peut l'obtenir promptement de points éloignés, en tirant simplement une corde ou par tout autre moyen ; cet accouplement semble donc propre à empêcher les accidents aussi bien qu'à rendre de bons services dès son application.

Si l'on désire embrayer en marche, c'est-à-dire relier un arbre en repos à un arbre tournant, on doit, en général, opérer l'accouplement de manière à produire un entraînement graduel. Le frottement offre un moyen de résoudre ce problème ¹ et l'accouplement à

¹ L'entraînement graduel d'un arbre par l'autre au moyen du frottement a pour suites inévitables une perte de travail et une production de chaleur, dont on doit surtout la démonstration au travail d'Ernst intitulé, *Ausrückbare Kupplungen* (accouplement à débrayage). Berlin 1890, voir aussi la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, p. 482 et suivantes.

La force qui, après l'embrayage de l'accouplement à friction, se trouve disponible pour produire l'entraînement de la partie embrayée d'une transmission, est le frottement qui s'exerce entre les moitiés conductrice et conduite de l'accouplement et est produit par l'embrayage. Soit P cette force d'entraînement de l'accouplement, que nous supposons agir à une distance r de l'axe des arbres pendant le temps t . Si la vitesse de l'arbre conducteur, mesurée à la distance r , atteint c , P fournit dans l'élément de temps dt le travail mécanique $P c dt$, généralement employé :

- 1° à accélérer le mouvement des masses embrayées,
- 2° à vaincre les résistances, au mouvement et à divers travaux, inhérentes au mouvement des parties de la transmission et des machines embrayées,
- 3° à compenser les pertes de travail résultant, à l'intérieur de l'accouplement lui-même, de ce que

friction représenté fig. 308, montre comment on l'utilise. La moitié de l'accouplement calée à gauche sur l'arbre (moteur) forme un cône creux, tandis que la moitié de droite pourvue d'un rebord d'une conicité correspondante, et disposée de manière à pouvoir se déplacer entraîne, le cas échéant, l'arbre dans son mouvement de rotation, par l'intermédiaire d'une rainure et d'une languette. L'assemblage des deux arbres résulte du mouvement axial et de la pression axiale du cône de droite contre le cône creux de gauche. Il se produit alors un frottement qui donne

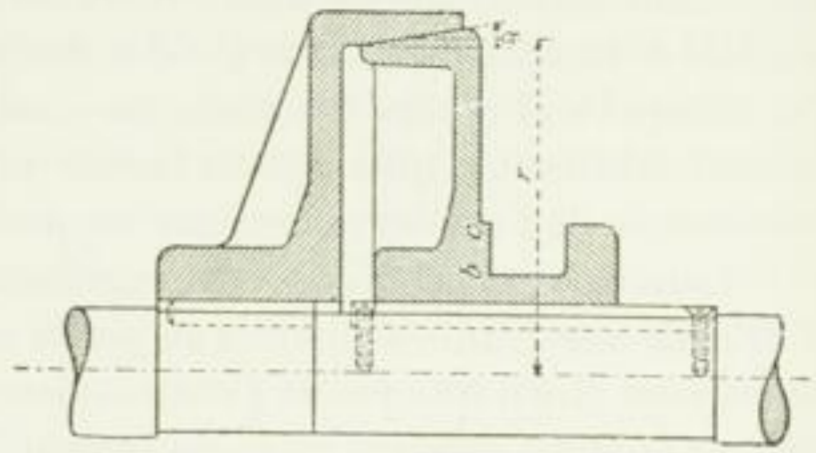


Fig. 308.

les surfaces pressées l'une contre l'autre et produisant, en conséquence, la force nécessaire à l'accouplement, glissent l'une sur l'autre.

Si la somme des résistances désignées à l'art. 2 et appliquées à la distance r est désignée par P_w , la force $P - P_w$ reste encore disponible pour produire l'accélération du mouvement des masses embrayées. S'il s'agit, en somme, de produire un entraînement, cette différence doit être positive et, par conséquent, l'on doit avoir $P > P_w$. Si cette condition est réalisée, l'arbre commandé passera de l'état de repos à celui de mouvement (pendant la période de mise en train) et, pour le temps t qui suit l'embrayage à la distance r de l'axe, possédera la vitesse $v < c$. A ce moment, les surfaces de l'accouplement pressées l'une contre l'autre glisseront l'une sur l'autre avec la vitesse $c - v$ qui correspond à une perte de travail $P(c - v) dt$ pendant l'élément de temps dt . Pour déterminer la perte totale de travail pendant la période de mise en train ou d'accélération, c'est-à-dire de $t = 0$ (ou $v = 0$) jusqu'à l'instant où l'on arrive à $v = c$, et où, par conséquent, l'état de persistance se produit, admettons que l'on désigne par M les masses dont il s'agit d'accélérer le mouvement et qui sont considérées à la distance r .

I. $P_w = 0$, c'est-à-dire que les masses seules doivent recevoir une accélération de mouvement.

Le travail mécanique fourni par l'arbre de commande pour l'entraînement de l'arbre accouplé, pendant la période d'accélération, dont la durée est supposée t_0 , atteint :

$$T = \int_0^{t_0} P c dt = \int_0^{t_0} M \frac{dv}{dt} c dt = \int_0^c M c dv = M c^2,$$

en supposant M et c constants.

Or, comme les masses accouplées ont seulement absorbé la force vive $\frac{1}{2} M c^2$, la perte de travail résultant du frottement réciproque des surfaces qui produisent l'accouplement est :

$$M c^2 - \frac{1}{2} M c^2 = \frac{1}{2} M c^2,$$

c'est-à-dire que 50 centièmes du travail mécanique employé à l'entraînement des masses sont perdus, et comme, dans les circonstances normales, une très faible partie de ce déchet est employée à produire de l'usure, le reste se transforme en chaleur ; quelle que soit alors la grandeur — constante ou variable — de la force d'accouplement P . La grandeur de P n'influe que sur la durée t_0 de la période d'accélération : plus P est important, plus cette période est courte mais plus est grande la fatigue des parties de la transmission pendant sa durée.

Si, dans un premier cas, on fait croître constamment P de zéro à P_0 , et si, dans un second cas, on le fait agir avec la valeur constante P_0 , il résulte *a priori*, de ce qui précède, que t_0 dans le premier cas doit être deux fois aussi grand que dans le second ; quant au travail mécanique à dépenser pour produire l'entraînement, il doit avoir la même valeur dans les deux cas.

II. $M = 0$, c'est-à-dire qu'il s'agit seulement de vaincre les résistances désignées à l'art. 2.

Si la force constante d'accouplement est $P > P_w$, l'entraînement s'opère sans glissement et, par conséquent, sans perte de travail et sans production de chaleur ; au contraire, pour $P < P_w$ il y a seule-

lieu à l'entraînement. Pour transmettre le moment de torsion M_r il faut une pression axiale Q que l'on obtient au moyen de la formule 256, p. 268, et qui est :

$$Q = \frac{M_r}{r} \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\mu}$$

dans cette formule μ désigne le coefficient de frottement dont on peut tenir compte dans le calcul en posant, pour fonte sur fonte, 0,1 à 0,125. Au sujet de l'angle α , il convient de veiller à ce que $\sin \alpha$ ou $\operatorname{tg} \alpha$ soient $\geq \frac{1}{6}$; car, autrement, on s'expose au danger de ne plus pouvoir, parfois, séparer à coup sûr les deux surfaces coniques. L'emploi d'un cône aigu conduit aussi, ordinairement, à un entraînement moins gradué et plus subit : dès qu'un cône peu aigu est en prise, l'assemblage s'opère ordinairement avec tant de force qu'il ne se produit qu'un très minime glissement.

On trouve par exemple, pour le cas d'une transmission de 4 chevaux à 120 tours, et en

ment un glissement sans entraînement et l'on n'obtient, par conséquent, qu'une perte de travail et une production de chaleur.

Si P grandit graduellement de zéro à $P = P_w$, tout le travail mécanique employé pendant cette période constitue une perte ; plus cette période est prolongée, plus la perte est grande, ainsi que la production de chaleur.

III. M et P_w différent de 0.

Si, comme cela se passe toujours en réalité, il s'agit en même temps d'imprimer aux masses un mouvement accéléré et de vaincre les résistances au mouvement, l'accélération occasionne, en toutes circonstances, un glissement au début. A ce moment, la force $P - P_w$ contribue seule à produire l'accélération. La période d'accélération se prolonge, en conséquence, d'autant plus que P_w est plus grand par rapport à P , que M et c sont plus importants et que la force d'accouplement P grandit plus lentement jusqu'à la limite nécessaire et admissible. Aux pertes de travail subies par la force accélératrice $P - P_w$, d'après l'art. I, s'ajoutent celles qui proviennent de la nécessité de vaincre les résistances du travail extérieur au moyen de la force P_w agissant par l'intermédiaire du glissement ; cette perte de travail augmente avec la prolongation de la période d'accélération.

Toutes conditions égales, la perte totale de travail et la production de chaleur sont, par conséquent, d'autant moindres que l'on élève plus rapidement la force d'accouplement jusqu'au maximum P_{max} considéré comme admissible ; elles atteignent leur minimum quand cette valeur limite entre en jeu dès que l'on commence à embrayer l'accouplement, c'est-à-dire quand ce dernier est construit de façon que la force d'accouplement soit constante et égale à P_{max} . Cette construction n'est, bien entendu, admissible que dans l'hypothèse d'une mise en train exempte de chocs.

Quand la période d'accélération est à sa fin, la résistance due à l'accélération $P - P_w$ disparaît, ce qui, suivant les circonstances, peut avoir pour résultat une réaction élastique plus ou moins forte de la suite des arbres.

La chaleur dont la production, d'après ce qui précède, est inévitable, se perd seulement dans une très faible mesure au contact de l'air, pendant le temps de sa formation ; elle doit donc s'accumuler dans l'accouplement lui-même. Or, les élévations de température n'étant naturellement admissibles qu'au-dessous de certaines limites peu élevées, il faut toujours avoir soin, avec les accouplements qui sont embrayés et débrayés plusieurs fois en peu de temps, ou qui doivent rapidement et coup sur coup accélérer le mouvement de masses toujours nouvelles, de donner à la masse de l'accouplement, proprement dite, une grandeur lui permettant d'absorber la chaleur produite, sans qu'il se produise d'élévations inadmissibles de température, en supposant que l'on ne veuille pas recourir à un refroidissement artificiel.

Il va sans dire qu'il est avantageux de ne pas embrayer les grandes résistances provenant du travail avant d'avoir obtenu l'état de constance du fonctionnement.

Les explications précédentes montrent que pour la construction d'un accouplement à friction il faut non seulement tenir compte de la grandeur du moment à transmettre à l'état de constance de fonctionnement, mais aussi de la fréquence de l'emploi, de la grandeur des masses à mettre en mouvement lors de l'embrayage, des conditions particulières à la commande considérée, etc.

Pour plus de développements au sujet de ces conditions et d'autres qui en dépendent, on devra se reporter au travail d'Ernst lui-même.

adoptant $r = 250$ mm, que la force P nécessaire à la circonférence s'obtient au moyen de :

$$4 \cdot 75 = P \cdot 2 \pi 0,25 \frac{120}{60}$$

et est :

$$P = \frac{300}{\pi} = 96 \text{ kg}$$

on a par suite, avec :

$$\mu = 0,1 \text{ et } \alpha = 10^\circ$$

$$P = 96 \frac{\sin 10^\circ + 0,1 \cos 10^\circ}{0,1} = 252 \text{ kg.}$$

De là résulte que l'effort de pression a une grandeur très notable. Or, comme le maintien de l'assemblage des deux arbres exige une pression continue de la bague glissante placée dans la rainure du manchon conique de droite (voir fig. 174, pl. 19), il doit se produire, pour un grand nombre de tours des arbres, une forte usure des surfaces de la rainure et de l'anneau glissant en contact en bc , ainsi que de la surface plane du coussinet qui doit résister à la pression axiale Q . Cette dernière usure a pour résultat un déplacement de l'arbre, la première s'élève facilement jusqu'à l'échauffement de l'étrier, d'autant plus qu'il est difficile de maintenir bien huilées les surfaces annulaires qui glissent l'une sur l'autre.

Pour éviter les inconvénients provenant de cet état de choses, on peut combiner l'accouplement à friction avec celui à griffes, de la manière indiquée fig. 309. Pour embrayer, on introduit d'abord le cône de droite dans celui de gauche en le pressant avec une force convenable. Quand l'entraînement de l'arbre de droite est obtenu, de manière que les deux arbres aient des vitesses égales ou à peu près égales, on opère l'embrayage de l'accouplement à griffes ; puis, quand l'embrayage est produit ou pendant qu'il se produit, on sépare les deux cônes de friction. On n'a plus besoin, alors, d'exercer dans le sens de l'axe un effort prolongé et l'on supprime, par conséquent, les suites de cet effort. Pour empêcher sûrement l'embrayage prématuré de l'accouplement à griffes, on peut compléter le système par l'adjonction de l'appareil avertisseur dont l'usage est devenu courant avec d'autres accouplements (voir p. 439) et qui résonne tant que les surfaces frottantes continuent de glisser l'une sur l'autre.

Un type de construction adapté à la transmission de grandes forces et plus parfait que celui représenté sur la figure 309, dont le projet a été établi par l'auteur en 1876, est l'accouplement de *Missong* (brevet allemand n° 93 639, du 22 octobre 1897), représenté sur les figures 310 et 311. Il consiste dans la combinaison d'un accouplement *Hildebrandt*, à griffes, voir p. 426 et 427, avec un accouplement à friction. L'embrayage s'opère de la manière suivante. On fait d'abord avancer le manchon B vers la droite et l'on obtient ainsi un frottement entre le plateau C, calé sur l'arbre c et possédant une surface extérieure conique, et le manchon B dont la surface E est conique intérieurement. On augmente alors l'effort de pression jusqu'à ce qu'il ne se produise plus de glissement et que, par conséquent, les deux arbres fassent le même nombre de tours. A ce moment on interrompt le contact de frottement et l'on pousse, aussi rapidement que possible, le manchon B vers la gauche, jusqu'à ce que ses griffes Z soient complètement entrées dans les vides de A et de C. La *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à Dessau, qui construit l'accouplement *Missong*, fait observer que « pour des diamètres d'arbres supérieurs à 100 mm il

est absolument nécessaire d'opérer l'embrayage à vide ou quand les machines à embrayer n'ont qu'une très faible charge ». Cette recommandation est fondée sur la grandeur impor-

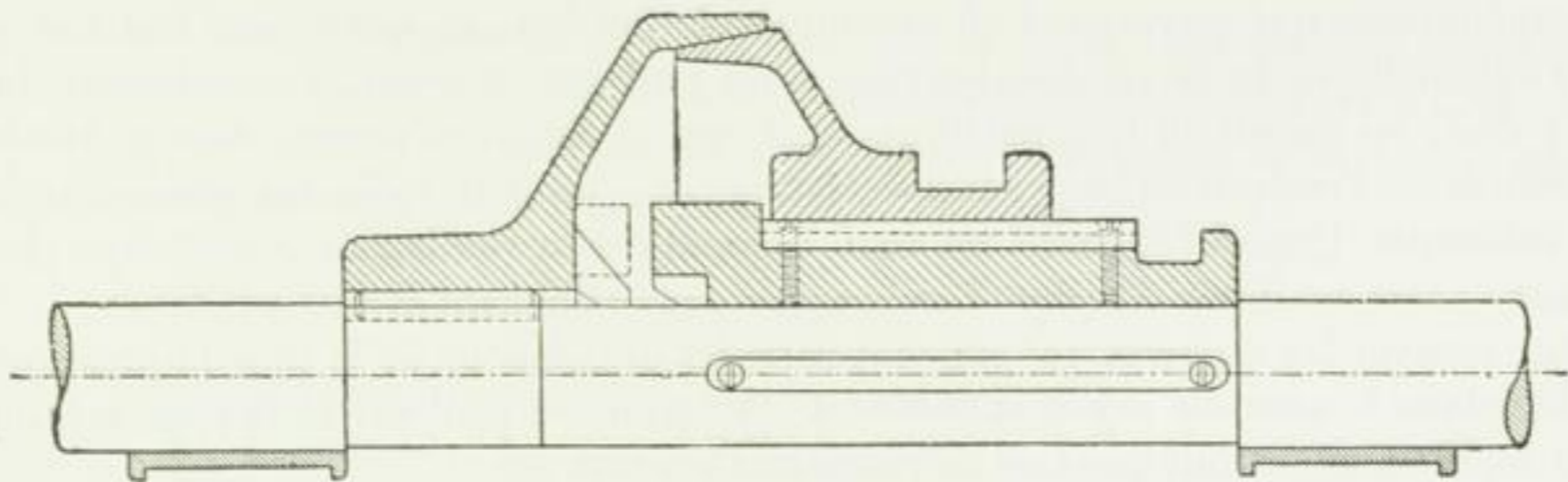


Fig. 309.

tante de l'effort de pression nécessaire et qui devient très considérable pour de grandes charges (voir les remarques à cet égard contenues dans la page 430).

D'autres accouplements à friction sont construits de telle sorte que la pression des surfaces de frottement l'une sur l'autre s'obtient par un déplacement non plus dans le sens de l'axe mais dans celui du rayon ; on évite ainsi les effets nuisibles, mentionnés plus haut, d'un effort agissant dans le sens de l'axe. C'est à ce genre de construction qu'appartient

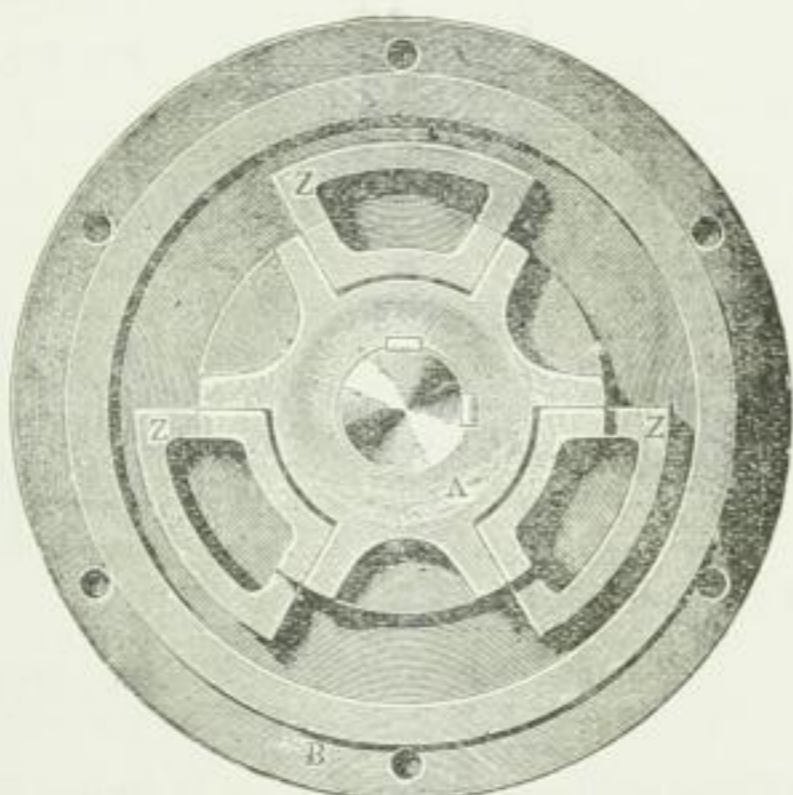


Fig. 310.

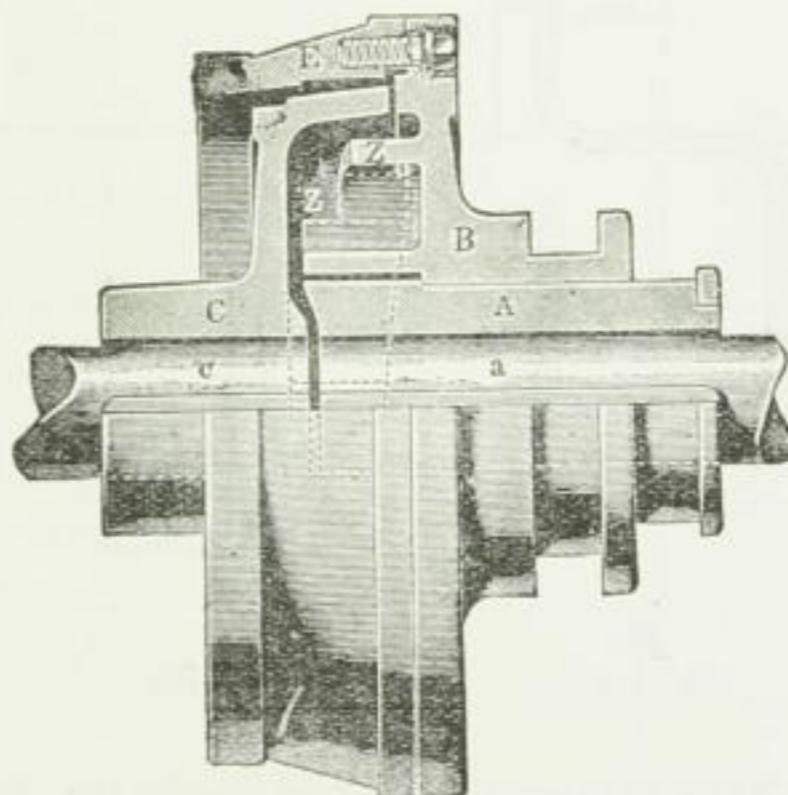


Fig. 311.

l'accouplement *Dohmen Leblanc* dont les figures 177 de la planche 20 représentent un modèle exécuté par la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à Dessau ¹. Sur l'arbre de commande *m* est calé le plateau *o* ; si l'on déplace la douille *p* sur l'arbre commandé *n* (de droite à gauche) pour l'amener à la position indiquée, les tiges élastiques (leviers coudés) *q* écartent les quatre coulisseaux *r*, contenus dans un croisillon *s* fixé sur

¹ Le tableau suivant donne les dimensions des accouplements de ce genre construits par la maison précitée :

Alésage <i>d</i>	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150 mm
Diamètre <i>D</i>	350	450	550	860	670	880	1040	1290	1490	1490	1700	1700 »
Longueur <i>a</i>	70	80	90	135	150	165	195	200	230	230	260	260 »
» <i>b + c</i>	160	210	235	305	315	350	425	458	520	520	585	585 »
Poids	34	68	90	200	220	310	500	670	1000	1100	1550	1600 kg

l'arbre n , et les pressent contre la surface cylindrique creuse du plateau o . Le frottement qui se produit alors doit produire l'entraînement. La disposition des tiges élastiques est telle que, dans la position correspondant à l'embrayage, les leviers coudés dépassent un peu l'emplacement qui correspond au maximum de tension, ce qui a pour but d'empêcher le recul automatique du levier d'embrayage et de soulager ce levier. Le coulisseau du croissillon s doit, en raison du frottement qui agit sur sa face extérieure, être guidé le plus près possible de l'endroit où se produit ce frottement ; on doit aussi lui donner une longueur suffisante. Quand l'appareil est neuf, la pression du coulisseau r doit être plus que suffisante ; aussi est-il bon d'opérer l'embrayage graduellement et avec prudence.

Pour trouver les rapports qui existent entre les dimensions de la tige de pression q , sa flexibilité dans le sens du rayon et l'effort de pression, on peut suivre la voie suivante qui conduit rapidement au but que l'on se propose d'atteindre.

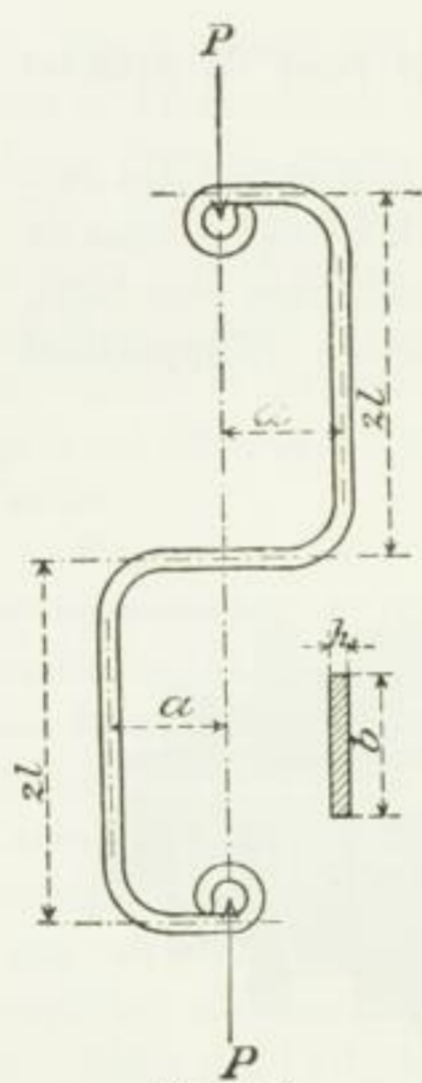


Fig. 314.

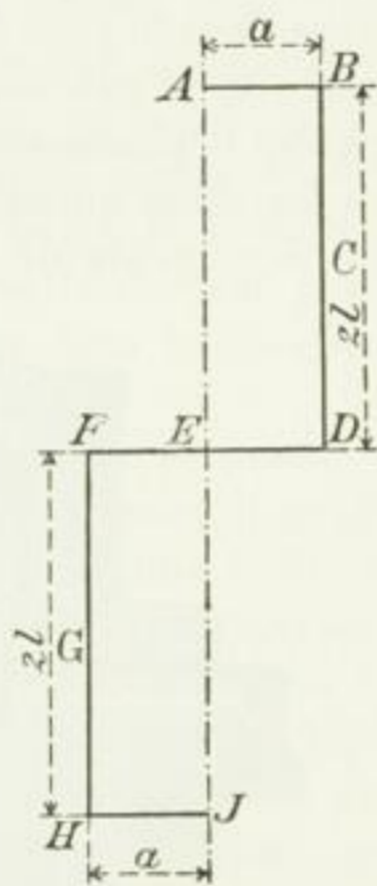


Fig. 315.



Fig. 316.

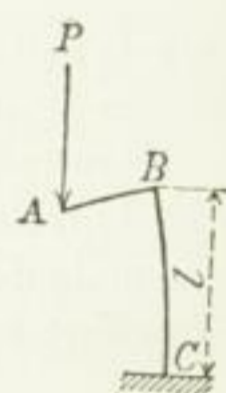


Fig. 317.

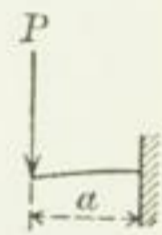


Fig. 318.

Nous supposons à la tige réelle, fig. 314, une ligne médiane indiquée sur la figure 315 et à laquelle la pression radiale P donne la forme 316 — en admettant qu'il ne se produise pas de déformation des angles droits B , D , F et H , avec un centre de flexion en E . — La flexion élastique totale dans la direction AJ , c'est-à-dire le mouvement du point A dans le sens du rayon est égale au quadruple de la flexion de la partie ABC (fig. 316 et 317).

Le trajet parcouru par le point A , fig. 317, dans le sens du rayon sous l'action de la force P , se compose essentiellement de la flexion transversale de la partie AB et de la torsion que subit AB par suite de la courbure de l'étendue BC vers l'extérieur.

Si l'on considère la figure 318, la première partie composante atteint, d'après la formule 20, page 12 et en présence de la seule force P ,

$$y' = \frac{1}{3} \frac{z}{l} P a^3.$$

en admettant que :

I soit le moment d'inertie de la tige qui, dans ce cas = $\frac{1}{12} b h^3$ et

α le coefficient d'extension de la matière de la tige.

La seconde partie composante se trouve au moyen de la considération suivante. En supposant que a soit grand comparativement à la hauteur de flèche de l'arc B C D, on peut admettre comme constant le moment fléchissant pour cette partie de la tige c'est-à-dire = $P a$; en conséquence on a aussi alors, d'après la formule 15 :

$$\frac{1}{\rho} = \alpha \frac{P a}{I}$$

constant ; par conséquent, pour une valeur invariable de I, la ligne B C D figure 316 est un arc de cercle ¹.

Cet état de choses fournit, d'après la figure 319 :

$$\sin \varphi = \frac{l}{\rho} = \alpha \frac{P a l}{I}$$

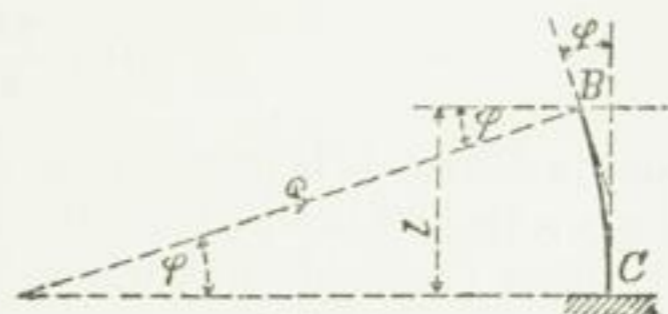


Fig. 319.

et, en présence de la petitesse de l'angle φ :

$$\varphi = \alpha \frac{P a l}{I},$$

par conséquent la seconde partie composante dirigée dans le sens du rayon est approximativement :

$$y'' = \varphi a = \alpha \frac{P a^2 l}{I}$$

et par suite la flexion radiale de la tige de pression tout entière est :

$$y_r = 4 (y' + y'') = 4 \alpha \frac{P a}{I} \left(\frac{a^2}{3} + a l \right) = 4 \alpha \frac{P a^2}{I} \left(\frac{a}{3} + l \right).$$

Comme l est ordinairement plus grand que a , cette expression montre que l'effet de ressort est surtout dû à la courbure des parties B C D et F G H.

Avec :

$$M_f = P a = k_f \frac{I}{e}$$

on trouve, en présence de $e = \frac{h}{2}$:

$$y_r = 8 \alpha k_f \frac{a}{h} \left(\frac{a}{3} + l \right).$$

Pour la tige de pression, fig. 177, pl. 20 on a, eu égard au diamètre 13 mm du boulon d'articulation :

$$a = 2,5 \text{ cm}, l = \frac{13 + 1,3 + 0,65}{4} = \approx 3,7 \text{ cm}, h = 0,65 \text{ cm},$$

de façon qu'avec :

$$\alpha = \frac{1}{2\,200\,000} \text{ et } k_f = \frac{2\,200\,000}{500} = \approx 4400 \text{ kg}$$

¹ Un calcul rigoureux aurait à tenir compte de l'influence exercée par la flexion de la tige B C vers l'extérieur, sur la grandeur du moment fléchissant. En ce qui concerne l'exécution de ce calcul on peut consulter *Elasticität und Festigkeit* § 24. Voir aussi la note au bas de la page 435.

on peut s'attendre à un effet de ressort de :

$$y_r = \frac{8}{500} \frac{2,5}{0,65} \left(\frac{2,5}{3} + 3,7 \right) = 0,28 \text{ cm.}$$

La tige de pression fig. 178, pl. 20 fournit, avec $k_f = 4400 \text{ kg}$,

$$y_r = \frac{8}{500} \frac{2,5}{8} \left(\frac{2,5}{3} + \frac{31,9}{4} \right) = 0,44 \text{ cm.}$$

De là résulte :

$$100 \frac{2,5}{3} : \left(\frac{2,5}{3} + \frac{31,9}{4} \right) = 9,5 \%$$

pour la flexion de la partie a , fig. 314 et 315, tandis que 90,5 % de la courbure proviennent des parties dont la longueur est $2 l$.

Pour l'accouplement figure 177, planche 20, le diamètre de l'arbre atteint 55 mm ; d'après cela, conformément aux prescriptions de la maison susnommée, pour le diamètre d de l'arbre :

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 2,32 \sqrt[4]{0,01 M_r}$$

l'arbre peut être soumis au moment de torsion :

$$M_r = 100 \left(\frac{5,5}{2,32} \right)^4 = \approx 3160 \text{ kg} \cdot \text{cm.}$$

De là résulte, pour le frottement nécessaire sur chacun des 4 coulisseaux :

$$\frac{3160}{4 \cdot 25} = 31,6 \text{ kg,}$$

et, en se basant sur un coefficient de frottement de 0,1 la pression nécessaire est :

$$\frac{31,6}{0,1} = 316 \text{ kg,}$$

ce qui correspond à :

$$\frac{316}{14 \cdot 5} = 4,5 \text{ kg/cm}^2$$

de pression sur l'unité de surface.

Or, comme la pression doit encore rester suffisante, quand l'usure commence à se produire et au moins jusqu'à ce qu'elle ait pris une certaine importance, cette pression doit dépasser, au début, la valeur calculée, sans parler de l'excédent de force nécessaire pour produire l'accélération des masses pendant la période de mise en train (immédiatement après l'embrayage). Si l'on admet, pour une flexion y_r de la tige de pression, qu'après la production d'une usure de $0,5 y_r$ dans le sens du rayon, la force du ressort doit être encore suffisante, on doit prévoir, à l'état de neuf, une pression d'au moins :

$$316 \frac{y_r}{0,5 y_r} = 632 \text{ kg,}$$

ce qui correspond à une pression de :

$$632 : 70 = 9 \text{ kg/cm}^2$$

sur l'unité de surface.

L'effort de flexion que subit alors le ressort s'obtient, en négligeant la courbure de ce dernier, au moyen de l'égalité :

$$632 \frac{5}{2} = k_f \frac{1}{6} \cdot 5,1 \cdot 0,65^2$$

qui donne :

$$k_f = \frac{632 \cdot 5 \cdot 6}{2 \cdot 5,1 \cdot 0,65^2} = \approx 4400 \text{ kg.}$$

Comme nous l'avons trouvé plus haut, à cette valeur de k_f correspond une flexion élastique y_r de 2,8 mm, de façon qu'il peut se produire une usure radiale de $0,5 \cdot 2,8 = 1,4$ mm (y compris la faible déformation persistante que peut subir le ressort), avant que la pression tombe à 316 kg.

En présence de la petitesse absolue de l'effet de ressort des tiges de pression et de la grande influence que ses moindres variations peuvent avoir, ainsi que de l'incertitude qui existe, naturellement, au sujet de la force réellement exercée par les ressorts, on devra plutôt adopter au début une pression trop forte que trop juste. En conséquence on pourra dépasser, pour l'accouplement à l'état de neuf, la pression de 9 kg/cm^2 par unité de surface, aussi bien que la valeur de 4400 kg calculée pour l'effort de flexion. D'après les données contenues dans les pages 39 et 40, il semble encore permis de dépasser ainsi les limites ordinaires, quand on emploie des ressorts en bon acier trempé¹. En général il est bon de ne pas dépasser notablement, avec k_f , la valeur de 4400 kg.

Quand il s'agit de transmettre de grandes forces on emploie, au lieu de surfaces de frottement unies, des surfaces cannelées (pour des diamètres d'arbres à partir de 75 mm), comme l'indique la figure 178, planche 20. La note de la page 268 permet de juger dans quelle mesure ce moyen réduit la pression nécessaire à l'embrayage. Dans le cas de la figure 178 la tangente du demi-angle du coin atteint :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{5}{14} = 0,357, \\ \alpha &= 19^\circ 40'. \end{aligned}$$

¹ Pour vérifier le degré d'approximation avec lequel se réalise l'hypothèse énoncée plus haut de la possibilité de négliger la hauteur de flèche de l'arc B C D (F G H), fig. 316, en présence de l'étendue a , nous allons déterminer cette hauteur dont nous désignerons la grandeur par x . En nous référant à la figure 319, nous trouvons :

$$l^2 = (2\rho - x)x = \approx 2\rho x,$$

d'où :

$$x = \frac{l^2}{2\rho} = \approx \frac{\alpha}{2} \frac{P a l^2}{I} = \alpha \frac{l^2}{h} k_f.$$

De là résulte approximativement, avec $k_f = 4400$:

1. Pour la tige de pression dont $a = 25 \text{ mm}$, $l = 37 \text{ mm}$, $h = 6,5 \text{ mm}$:

$$x = \frac{1}{2 \cdot 200 \cdot 000} \cdot \frac{3,7^2}{0,65} \cdot 4400 = 0,042 \text{ cm,}$$

c'est-à-dire, avec $a = 25 \text{ mm}$:

$$100 \frac{0,42}{25} = 1,68 \text{ ‰,}$$

2. Pour la tige dont $a = 25 \text{ mm}$, $l = 80 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$:

$$x = \frac{1}{2 \cdot 200 \cdot 000} \cdot \frac{8^2}{0,8} \cdot 4400 = 0,16 \text{ cm,}$$

c'est-à-dire, avec $a = 25 \text{ mm}$:

$$100 \frac{1,6}{25} = 6,4 \text{ ‰.}$$

En raison de l'influence de cette flexion, l'effet de ressort de la tige de pression dans le sens du rayon, ainsi que le travail de la matière à la flexion sont plus grands, pour une force déterminée P , que le calcul l'a montré plus haut. Nous ne devons pas omettre d'indiquer qu'à l'effort de flexion s'ajoute une pression $P : b$ résultant de la force normale P et d'ailleurs peu importante.

On élève ainsi, d'après l'égalité 256, le coefficient de frottement $\mu = 0,1$ à :

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin 19^\circ 40' + \mu \cos 19^\circ 40'} = \frac{0,1}{0,336 + 0,1 \cdot 0,942} = \approx 0,23,$$

ce qui correspond à une réduction de pression dans le rapport de :

$$\frac{1}{0,1} : \frac{1}{0,23} = 1:0,43.$$

Il est évidemment très difficile d'établir, avec une précision suffisante, un grand nombre de surfaces cunéiformes adjacentes, ayant entre elles un contact parfait ; ce contact doit, en outre, être très difficile à maintenir — en supposant qu'il existe quand l'accouplement est neuf — ces difficultés se comprennent surtout si l'on jette un coup d'œil sur la figure 177 qu'il faut, dans ce but, s'imaginer avec une série de rainures cunéiformes (celles du plateau o , par exemple), appartenant à l'un des bouts d'arbres (m) tandis qu'une seconde série, pénétrant dans la première et propre aux coulisseaux r est, au contraire, placée sur le croisillon s fixé à l'autre bout d'arbre. Les flexions transversales représentées sur les figures 284 et 285, pages 380 et 381 doivent — à la rigueur — conduire à une charge en bout de toute la ligne d'arbres, à l'endroit où les deux arbres à accoupler se réunissent ; et cela lors même que le calage des plateaux o et s serait exécuté de la manière la plus parfaite (voir la note 2 au bas de la page 425). A cela s'ajoute cette circonstance que les coussinets des deux parties d'arbres ne subiront pas exactement la même usure, ce qui sera une nouvelle cause de dérangement des axes d'une série de surfaces cunéiformes, par rapport à ceux de l'autre série. Dans ces conditions il est nécessaire que les coulisseaux aient un jeu suffisant dans leurs guides.

Comme l'auteur l'a fait remarquer plus haut, le croisillon s , fig. 177 est fixé, avec les coulisseaux d'accouplement r , auxquels il sert de guide, sur l'arbre commandé. Si ce croisillon dépendait de l'arbre moteur, la force centrifuge agissant aux *grandes vitesses*, sur les coulisseaux comme les tiges de pression, pousserait les coulisseaux r contre la surface creuse et cylindrique de o et pourrait quelquefois produire l'entraînement de cette dernière, c'est-à-dire l'embrayage, alors que l'on ne voudrait pas qu'il eût lieu. Si des circonstances particulières empêchent de placer le croisillon sur l'arbre conduit ou si la commande est donnée alternativement par un arbre et par l'autre, il faut équilibrer la force centrifuge des parties indiquées au moyen de contrepoids t de la manière exposée figure 178, planche 20. Aux vitesses pour lesquelles la force centrifuge est sans importance au point de vue qui nous occupe, il est naturellement inutile d'installer un contrepoids. La compensation indiquée ci-dessus de la force centrifuge des coulisseaux au moyen de contrepoids est aussi appliquée par les constructeurs, même quand le croisillon avec les coulisseaux d'accouplement est fixé sur l'arbre conduit, dans le cas où la force centrifuge des pièces d'accouplement embrayées (sabots de freins) deviendrait assez grande, en l'absence de contrepoids, pour rendre le débrayage très difficile.

Au lieu d'opérer le débrayage de la transmission à la rencontre de deux arbres, il peut être plus avantageux d'appliquer l'accouplement aux poulies ou aux roues qui transmettent le mouvement. La figure 178 représente un dispositif de ce genre, d'après les dessins de la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*. Cette usine indique, pour les tiges de pression une flexion élastique de 4,5 mm ; nous avons trouvé plus haut $y_r = 4,4$ mm : la lourde poulie de commande, ayant ses paliers particuliers, et fixée en u sur l'arbre creux v , est accouplée de la manière indiquée avec l'arbre m dont le mouvement de rotation est constant. L'interruption de l'accouplement supprime toute résistance par frottement provenant de la poulie de commande, et l'usure qui en est la conséquence.

Il est à peine utile d'indiquer que le calage des plateaux relativement grands de l'accouplement *Dohmen-Leblanc* doit s'exécuter avec un très grand soin (voir la note 2 de la page 425, ainsi que les pages 413 et 414).

Pour les grands accouplements, la force axiale nécessaire à l'embrayage est très considérable aussi obtient-on ordinairement, dans ce cas, le mouvement du levier d'embrayage à l'aide d'une vis et d'un volant à main.

Les figures 312 et 313 représentent un accouplement à friction appliqué avec succès,

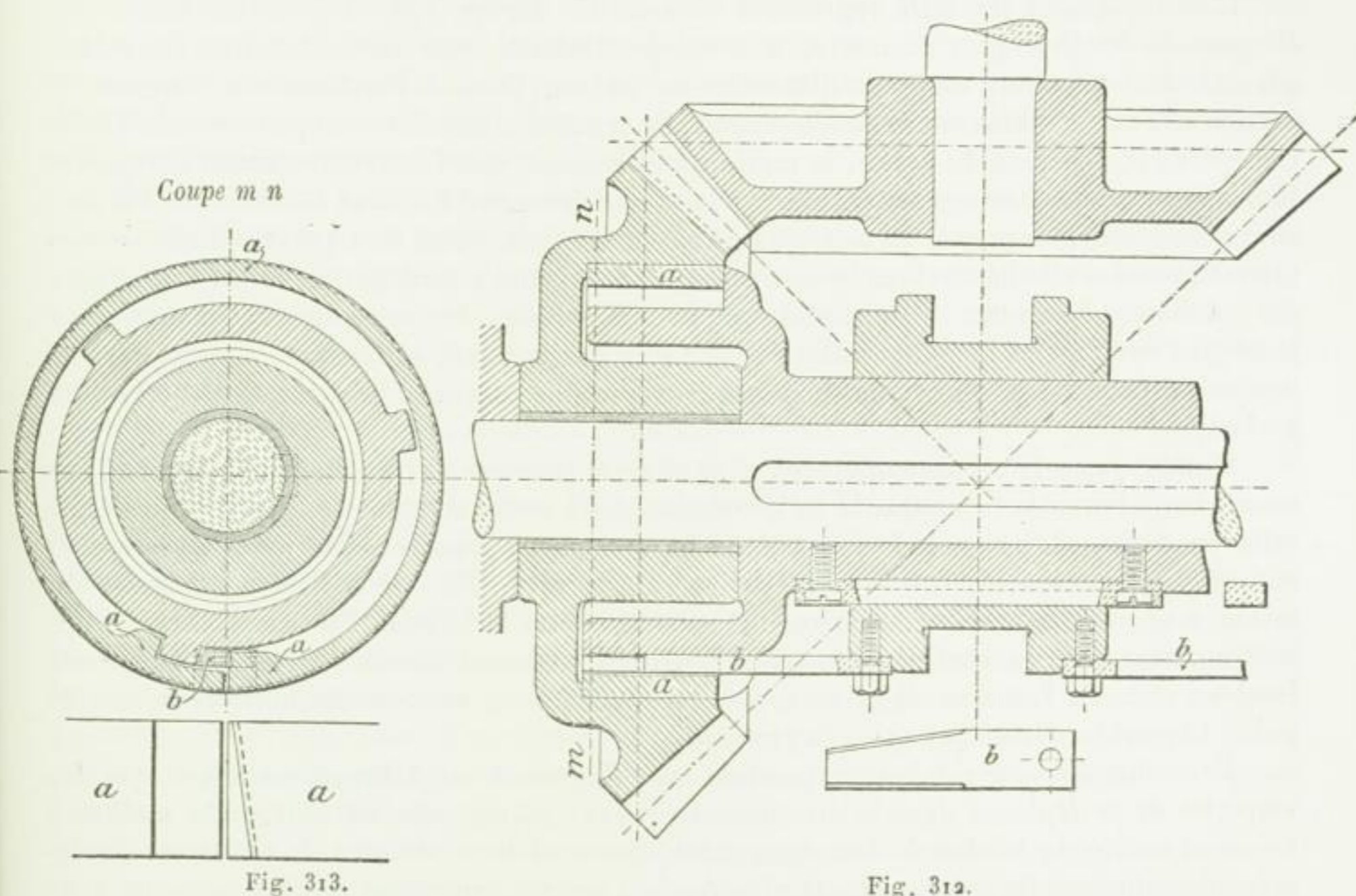


Fig. 313.

Fig. 312.

par la maison *Ludwig Stuckenholz* à *Wetter-sur-Ruhr*, à la commande des appareils de levage. En ouvrant un anneau en fonte *a* dans la direction de sa tangente, au moyen du coin *b*, on presse cet anneau contre la périphérie intérieure de la roue à accoupler — à peu près comme les anneaux en fonte des garnitures de piston des machines à vapeur sont pressés contre la paroi du cylindre en vertu de leur propre élasticité (voir chap. V^o, I.2.d) — et l'on obtient ainsi le frottement nécessaire¹. Les deux coins *b* nécessaires à la transmission du treuil sont solidement fixés à la douille d'accouplement et se meuvent avec elle. Cet accouplement présente l'avantage d'un entraînement moins brusque que celui de l'accouplement figure 308, à cône aigu et ayant, par conséquent, le petit angle α (voir pages 428 et 429), auquel on est obligé de recourir pour que la force axiale nécessaire à l'embrayage ne soit pas d'une grandeur inadmissible.

¹ Pour interrompre l'accouplement on retire le coin et l'anneau se resserre en vertu de son élasticité. La *Duisburger Maschinenbau Aktiengesellschaft*, ancienne maison *Bechem et Keetmann* à *Duisburg*, a pris un brevet pour une transmission analogue, destinée aussi aux appareils de levage (brevet allemand n° 86116, du 23 juillet 1895) et dans laquelle la douille portant le coin qui sert à ouvrir l'anneau d'accouplement laisse non seulement cet anneau se contracter lors du débrayage, mais l'oblige à se contracter, ce qui assure l'interruption de l'accouplement.

Cet accouplement a été appliqué souvent aux appareils de levage, dans les laminoirs ainsi qu'à des machines outils (à plier les tôles à raboter leurs bords, etc.). Le renversement du mouvement s'opère très ponctuellement et, à cet égard, est bien supérieur à celui que l'on obtient au moyen de deux courroies l'une droite, l'autre croisée. Cette transmission a été exécutée jusqu'à des dimensions très importantes ; c'est ainsi, par exemple, que la grue de Hambourg, de 150 tonnes est pourvue de ce dispositif de renversement du mouvement : les deux roues coniques, en acier de moulage, ont 43 dents de 55 mm de pas.

L'accouplement de *Hill*, représenté planche 24, figure 179, d'après un dessin des *Forges de Wülfel*, près *Hanovre*, a cette particularité que les mâchoires frottantes, garnies de bois, sont toujours disposées par paires, l'une à l'intérieur de l'anneau de friction : l'autre extérieurement à cet anneau. La mâchoire intérieure est poussée vers l'extérieur dans la direction du rayon, la mâchoire extérieure vers l'intérieur suivant le rayon et toutes deux sont serrées exactement avec la même force sur l'anneau de friction. On s'est efforcé d'obtenir, au moyen de ce système de construction, qu'en tout point soumis au serrage la pression résultante dans le sens du rayon soit égale à zéro, que les forces centrifuges des mâchoires frottantes s'équilibrent, que pour une même force exercée sur les mâchoires pendant l'embrayage le frottement soit deux fois aussi grand, enfin, que l'anneau de friction soit soustrait aux efforts de flexion qui se produisent quand la pression s'exerce d'un seul côté.

L'embrayage de cet accouplement s'opère de la manière suivante : en déplaçant l'anneau glissant *a* — de façon que le levier *c* passe, de la position tracée en lignes pointillées à celle en traits pleins — le levier à deux bras *c* tourne pour chaque point de pression autour du tourillon *d*, fixé à la mâchoire extérieure *b*. En outre, l'autre extrémité du levier *c* appuie, par l'intermédiaire du galet *e*, contre le boulon *f* de la mâchoire intérieure *g*. Les deux mâchoires se trouvent ainsi rapprochées l'une de l'autre et appuient sur les deux côtés de l'anneau de friction avec la même force ; car une des mâchoires sert de point d'appui au levier qui opère la pression.

Pour donner aux mâchoires, pendant que l'appareil est débrayé, un appui qui les empêche de se déplacer dans la direction du rayon, on les relie au moyen du maillon *i* tournant autour du boulon *h*. Les deux mâchoires sont donc obligées de s'éloigner également de l'anneau de friction. Le boulon *h* a un certain jeu radial dans le trou du bras d'accouplement et peut donc se déplacer un peu ; il est maintenu par un serrage énergique. On le serre fortement quand l'accouplement est embrayé. Quand les mâchoires en bois se sont usées assez pour que leur frottement ne suffise plus à la transmission du mouvement, on serre convenablement la vis *k* pendant que l'accouplement se trouve à l'état d'embrayage.

C'est au moyen des garnitures en bois et de la flexibilité des tourillons que l'on obtient l'élasticité nécessaire.

On demande surtout à cet accouplement de pouvoir remplacer les transmissions à poulies fixe et folle, et d'offrir ainsi un moyen d'éviter l'usure importante de la courroie produite par un embrayage et un débrayage fréquent. Le dessin se rapporte à cet emploi et s'applique à une poulie de 1000 mm de diamètre et 250 mm de largeur (nombre des paires de mâchoires 3). Cette poulie est montée sur une boîte mobile en deux parties, garnie en métal blanc, dont les deux moitiés sont écartées l'une de l'autre et pressées fortement contre le moyeu de la poulie au moyen des vis de réglage *l*, à bout conique. En desserrant les vis, on dégage les deux moitiés de la boîte, que l'on peut ensuite retirer commodément du moyeu et remettre en place après renouvellement de la garniture en métal blanc.

Un type de construction de plus en plus employé depuis quelque temps et qui a été,

pour la première fois, apprécié en détail dans l'ouvrage d'*Ernst* déjà cité plusieurs fois est l'accouplement à friction de *Lohmann et Stolterfoht* (brevet allemand n° 35 721). Cet accouplement, représenté fig. 180, pl. 21 et 22 est une combinaison de l'accouplement à cliquets et de celui à friction.

L'accouplement à friction se compose du cône creux *a*, ordinairement calé sur l'arbre commandé, du second cône *b* libre, qui reçoit la pression du plateau *d* boulonné devant lui. L'accouplement à friction est ainsi réalisé d'une façon durable et aussi fortement que l'exige la transmission constante de la force (voir la note au bas des pages 427 et suivantes). Pour régler la pression et compenser les petites déformations qui peuvent résulter de l'échauffement et de l'usure en service, on a placé des disques en caoutchouc sous les rondelles des écrous de boulons de tension ; au fur et à mesure des progrès de l'usure, on exécute des réglages plus importants en serrant les écrous.

L'accouplement à cliquets se compose de la roue d'encliquetage *c* calée sur l'arbre de commande. Cette roue est pourvue de dents à rochet *f* avec leurs cliquets *g* et de bras de débrayage *i*, dont les axes *ee*, qui peuvent tourner, sont montés sur le cône libre *b*. Les ressorts spiraux portés par les têtes à quatre pans des axes tournants *ee* poussent les cliquets *g* vers l'intérieur, contre les dents *f* de *c* ; les cliquets et aussi le cône *b* sont ainsi entraînés par les dents *f* et entraînent à leur tour, par frottement des surfaces coniques, le moyeu *a* et l'arbre à commander. Le manchon *k* sert à dégager les cliquets pour le débrayage, absolument de la manière décrite p. 427 à propos de la figure 176, pl. 21. Si l'on fait avancer le manchon *k* contre l'accouplement, les bras tournants transversaux pénètrent dans les intervalles des doigts *l* du manchon *k*, qui ne peuvent tourner, ils se meuvent dans ces intervalles en s'élevant vers l'extérieur sur le revers des doigts et dans le sens des rayons, en opérant ainsi le décliquetage et par suite le débrayage. Si l'on pousse le manchon *k* encore plus loin, c'est-à-dire tout à fait contre l'accouplement, les saillies *m*, venues de fonte sous forme de griffes se trouvent sur le chemin des bracons *h*, venus de fonte sur le cône libre d'accouplement *b* et les obligent à s'arrêter. A partir de ce moment, l'accouplement agit comme frein de l'arbre débrayé. L'effet de frein correspond à la force d'accouplement donnée par le frottement.

L'embrayage de l'accouplement s'obtient en tirant en arrière le manchon *k*.

La sonnette d'avertissement *t* est fixée, avec son marteau à ressort, sur la face du plateau *d* et mise en activité pendant la durée du glissement (lors de l'embrayage et du freinage), par suite de la rencontre du ressort saillant du marteau avec les bracons *h* du cône à frottement doux et les tiges de butée des ressorts de cliquets. La cessation du bruit de la sonnette d'avertissement indique la fin du glissement.

Les figures montrent les précautions prises en vue du graissage. Le principal récipient de matière lubrifiante *s* est vissé contre la face du plateau *d*. La graisse dont il est rempli est poussée d'abord, au moyen de quelques tours du couvercle à vis *ou*, dans les appareils de grandes dimensions, par un fond à ressort, entre les surfaces planes glissantes des faces du plateau *d* et du cône *b* ; elle arrive ensuite, par un trou foré, dans les rainures hélicoïdales de graissage de l'enveloppe conique *b* ; puis, enfin, par des conduits percés avec des ramifications, aux portées dans lesquelles tournent les cliquets. Le graissage du manchon *k* et celui de la surface servant d'appui au bout d'arbre qui pénètre en *a* n'ont besoin d'aucune explication.

Le type de construction dont nous nous occupons assure, sans parler de l'avantage d'une pression constante (voir la note au bas des pages 427 et suivantes), celui d'une mobilité assez notable dans le sens de la longueur, pour peu que l'on ait soin de laisser aux pièces un jeu suffisant dans le sens de l'axe, ainsi qu'une certaine mobilité angulaire (voir

les figures 284 et 285, p. 380 et 381). La facilité avec laquelle on peut débrayer cet accouplement, même d'une grande distance, en tirant une corde ou un fil de fer (voir le levier fig. 176, pl. 21), jointe à la propriété de servir de frein, rend cet accouplement avantageux au point de vue de la préservation des accidents. Il permet, en outre, de limiter le travail mécanique qui le traverse et peut aussi, en conséquence, rendre des services pour la location du travail mécanique ¹. Cette limitation n'est naturellement pas très sûre, mais suffit très bien dans divers cas.

¹ *Lohmann et Stolterfoht* donnent les indications suivantes au sujet de leurs accouplements. Les poids s'appliquent aux accouplements sans frein.

Pour les arbres faibles, les données les plus fortes au sujet de $\frac{N}{100}$, c'est-à-dire au nombre de chevaux de force pour 100 tours à la minute semblent trop élevées.

Diamètre des arbres mm	$\frac{N}{100}$	Diamètre maximum mm	Longueur totale mm	Poids approximatif kg	Diamètre des arbres mm	$\frac{N}{100}$	Diamètre maximum mm	Longueur totale mm	Poids approximatif kg
40	1,5	290	275	35	110	7	470	490	120
	3	310	305	45		15	505	540	165
	4	340	330	55		30	580	575	230
50	1,5	290	275	34	120	50	625	625	300
						70	700	675	400
						12	505	540	160
	25	580	580	228					
60	1	290	280	35	130	45	625	625	295
						70	700	675	390
						100	745	725	500
						40	580	580	220
70	2	310	310	43	140	40	625	630	285
						65	700	675	385
						100	745	725	490
						130	790	760	600
80	4	340	340	52	150	30	625	630	280
						50	700	685	380
						85	745	725	480
						120	790	760	585
90	8	410	420	92	160	160	850	820	750
						40	700	685	370
						70	745	735	480
						110	790	760	570
100	15	470	475	130	175	150	850	820	735
						200	900	870	890
						300	1040	1000	1400
						450	1200	1050	1950
100	23	505	535	175	200	40	700	685	370
						70	745	735	480
						110	790	760	570
						150	850	820	735
100	35	580	575	240	200	200	900	870	890
						5	410	435	90
						10	470	490	125
						20	505	535	165
100	50	625	625	305	200	35	580	575	235
						50	625	625	305

Dernièrement, *G. Lather*, constructeur de machines à Brunswick, a construit un accouplement dont une moitié porte, sur sa face interne, des brosses en acier qui, poussées contre de minces dents d'entraînement, c'est-à-dire contre des nervures radiales de l'autre moitié, sont chargées d'opérer l'entraînement. Lors de l'embrayage pendant la marche les brosses, qui doivent être bien huilées, glissent avec un fléchissement proportionnel des petites tiges qui les composent et qui, par exemple, pour l'accouplement d'arbres de 75 mm de diamètre, ont chacune 2 mm de largeur et pas tout à fait 0,5 mm d'épaisseur, sur les dents d'entraînement, jusqu'à ce que toute la profondeur de pénétration des brosses soit atteinte et l'accouplement parfait. Il faut, pour obtenir ce résultat, déplacer l'une des parties de l'accouplement, suivant la grandeur et la vitesse de ce dernier, de 10 à 15 mm, dont il n'y a lieu de compter que 6 à 10 mm comme profondeur de pénétration des brosses qui, l'accouplement étant débrayé, sont éloignées de 4 à 5 mm des dents d'entraînement. Cet accouplement est représenté, pl. 23, fig. 181 à 189, d'après les dessins des fabricants. Ce type de construction qui, d'après les indications du prix courant de la maison précitée, est appliqué avec succès à la transmission de plus de 55 000 chevaux de force, mérite aussi, au point de vue de son principe, toute l'attention de nos lecteurs. On le trouve dans le commerce sous le nom d'*accouplement séparable, à brosses* et, d'après le prix courant que nous avons sous les yeux, il se fait aux dimensions et poids suivants :

Numéro des accouplements	Q ₂₅	Q ₃₀	Q ₃₅	Q ₄₀	Q ₄₅	Q ₅₀	Q ₅₅	Q ₆₀	Q ₆₅	Q ₇₀	Q ₇₅	Q ₈₀	Q ₈₅	Q ₉₀	Q ₉₅	Q ₁₀₀	Q ₁₁₀	Q ₁₂₀	Q ₁₄₀	Q ₁₆₀	Q ₁₈₀	Q ₂₀₀	
Forces en chevaux pour 100 tours à la minute	4	8	14	25	35	54	70	95	118	155	200	270	350	460									
Diamètre extérieur	350	450	550	650	750	850	950	1050	1150	1250	1400	1600	1800	2000	mm								
Poids	80	132	198	275	390	520	670	830	1000	1240	1500	2200	3150	4300	kg								

En ce qui concerne la construction des brosses on peut consulter aussi le brevet allemand n° 70053, du 21 août 1892, dans lequel les petites tiges des brosses sont remplacées par des plaques en tôle d'acier découpées en forme de peigne.

Les accouplements à friction devenant très coûteux, quand il s'agit de transmettre de grandes forces, on cherche souvent à se dispenser de leur emploi. On peut, à cet effet, procéder de deux manières : accouplement pendant un arrêt des deux arbres ou pendant que ceux-ci ont des vitesses à peu près égales. Dans ce dernier cas il est nécessaire d'observer, avec une certitude suffisante, si les vitesses sont égales ou assez peu différentes pour que l'accouplement puisse s'opérer sans choc (voir la note 1, p. 426).

Parmi les accouplements à friction on peut ranger, à la rigueur, beaucoup d'appareils de *débrayage et d'embrayage de transmissions par courroie*. Nous avons déjà représenté pl. 11, fig. 112 et décrit, p. 305 et 306, un appareil de ce genre applicable aux forces qui ne sont pas très considérables.

Pour des forces importantes, *Pfarr*, ingénieur en chef de l'usine de construction de machines *J. M. Voith*, à *Heidenheim-sur-Brenz* a construit une transmission qui donne de bons résultats ; elle est représentée sur les figures 190 de la planche 22, telle que l'usine mentionnée ci-dessus l'exécute actuellement. Les deux poulies folles de la double transmission sont montées sur un support commun, qui entoure l'arbre moteur en lui laissant un certain jeu, et peut se déplacer dans des guides prismatiques, de façon que le bord des

Au sujet d'un bon choix de la grandeur des accouplements, *Lohmann et Stollerfoht* appellent encore particulièrement l'attention sur ce fait qu'il y a moins à tenir compte de la force de chevaux à transmettre en moyenne que de la fréquence de l'usage, de la grandeur des masses embrayées et des autres conditions du fonctionnement. Ces indications sont fondées sur ce qui a été dit dans la note placée au bas des pages 427 et suivantes.

poulies folles puisse être pressé contre celui des poulies fixes. Quand les poulies de la double transmission sont de même grandeur, elles s'équilibrent, quand elles sont inégales — comme sur les dessins — il se produit un certain effort unilatéral dont l'action, toutefois, n'est pas encore importante dans des conditions comme celles de l'appareil représenté.

Si l'on doit embrayer la courroie *immobile* sur la poulie folle et par conséquent *préservée de toute usure*, on commence par pousser la poulie folle contre la poulie fixe qui tourne avec l'arbre (le déplacement de la poulie folle s'obtient au moyen d'un levier coudé et d'une vis verticale dont les filets, à l'extrémité inférieure, sont entourés par l'écrou fixé au bras horizontal, saillant à l'extérieur, du levier coudé). La poulie fixe entraîne la poulie folle et l'on peut alors pousser la courroie sur la poulie fixe au moyen de la fourchette de débrayage ¹.

Quand les poulies sont difficilement visibles de l'endroit où se tient l'ouvrier chargé du débrayage et de l'embrayage, la tige verticale de la vis reçoit à sa partie supérieure un filet et un index dont la position indique celle des poulies.

Les *roues à friction* des pages 268 et suivantes ne sont, en réalité, pas autre chose que des accouplements à friction, très imparfaits d'ailleurs, applicables à des arbres parallèles ou qui se coupent. En présence de la nécessité inévitable de l'accélération des masses, il doit se produire, lors de l'embrayage, des glissements qui donnent lieu à des usures locales d'importance variable : les surfaces de contact perdent la Perfection de forme qui leur est absolument nécessaire, et s'altèrent d'autant plus fortement et rapidement que, toutes les autres conditions étant égales, la pression nécessaire à l'embrayage est plus grande et l'embrayage plus fréquent ; cela oblige à faire repasser souvent les pièces sur le tour ou la machine à fraiser.

D. PALIERS

Les paliers sont des parties de machines servant de supports et d'appuis aux tourillons ; suivant la nature de ces derniers, on distingue des paliers de charge, des crapaudines ou des paliers d'appui.

I. Paliers de charge.

1. Détermination des dimensions d'un palier de charge ordinaire.

Exemples de paliers de charge.

Les figures 191, pl. 25, montrent la construction d'un palier de ce genre tel qu'on l'au-

¹ O. T. Wuppermann (brevet allemand n° 71 050, du 14 mars 1893), obtient l'entraînement de la poulie folle au moyen de galets coniques qui, pressés contre les poulies folle et fixe, font tourner la poulie folle par friction.

rait exécuté autrefois¹. Ses parties essentielles sont les *coquilles de coussinet*, le *corps de palier*, le *chapeau*, les *boulons* et leurs *écrous*, la *semelle*.

Les dimensions d et l des coquilles de coussinet sont déterminées par la grandeur du tourillon que le palier doit porter. L'épaisseur s_1 des coquilles dépend de la matière qui les compose, de l'usure que l'on prévoit, de la pression du tourillon et de la manière dont il est soutenu. On doit l'adopter assez grande pour que la déformation du coussinet, produite par la pression du palier, n'exerce pas, même à la suite des progrès de l'usure, une influence importante sur l'uniformité de répartition de la pression sur toute la longueur du tourillon. Pour du bronze rouge ou jaune de bonne qualité, il suffit dans le plus grand nombre des cas, avec les *coussinets entourés de la manière indiquée sur les dessins*, de :

$$s_1 = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm} \quad (406)$$

L'épaisseur des coquilles, à l'endroit où elles se joignent, doit se prendre plus petite en raison de la faiblesse de l'usure qui, parfois, est tout à fait nulle; cette épaisseur est à peu près :

$$s_2 = \frac{d}{25} + 3 \text{ mm} \quad (407)$$

L'épaisseur du bord des coquilles est s_2 à s_1 , en moyenne $\frac{s_1 + s_2}{2}$. La hauteur du bord est environ $s_1 + s_2$, en supposant qu'il ne faille pas prendre cette dimension plus grande en raison de l'action de quelques forces axiales qui peuvent exister².

L'ajustage des coquilles s'opère, pour le type de construction considéré, de la manière suivante. On les soude ensemble et on les tourne au diamètre $d_x = d + 2s_2$, fig. 320. Le chapeau de palier, ajusté sur le corps de palier, est alors fixé à ce dernier au moyen des écrous que l'on serre fortement et les deux pièces assemblées sont alésées ensemble au diamètre d_x . Il s'agit ensuite de forer les trous destinés à recevoir les saillies en forme de tige dont on munit les coquilles dans le but de les empêcher de tourner³. On sépare alors les deux coquilles que l'on introduit entre le corps et le chapeau du palier en les maintenant écartées au moyen de morceaux de bois dur, de cuir ou de métal, d'une

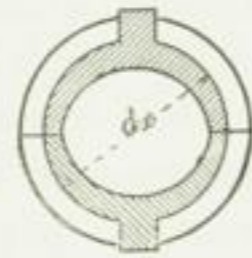


Fig. 320.

¹ Depuis que d'habiles constructeurs et des usines importantes se sont adonnés spécialement et avec un succès remarquable à la fabrication des parties de transmission, ce qui est le cas pour l'Allemagne depuis une quinzaine d'années, et depuis que les fabricants de pièces de transmission renoncent au désir généralement très mal compris de les vendre au poids, les types de construction tel que celui mentionné ci-dessus (palier normal) disparaissent de plus en plus. Si, malgré cela, nous traitons ici de ce palier, c'est parce qu'on le rencontre encore très souvent, parce qu'il est facile d'expliquer comment on détermine ses dimensions, enfin parce que l'appréciation d'un modèle ancien, que l'on abandonne, contribue notablement à démontrer les avantages du modèle nouveau qui le remplace.

² Pour rendre aussi facile que possible l'extraction de la coquille inférieure dans la direction de l'axe et son remplacement par une neuve, quand il se produit de l'usure ou pour toute autre cause, on a supprimé le bord de coquille que l'on a remplacé par des saillies de la coquille supérieure pénétrant dans des espaces ménagés sur la coquille inférieure (*Muscate*, brevet allemand n° 38937 du 10 septembre 1886). En général la disposition avec bord est préférable.

³ On peut, sans inconvénient, supprimer la tige ou le tenon sur l'une des coquilles. En la supprimant sur la coquille inférieure, on s'assure la possibilité de retirer cette coquille en cas de besoin, pour des réparations, en la faisant tourner après avoir un peu soulevé l'arbre. On attache maintenant avec raison beaucoup d'importance à cet avantage. On peut aussi supprimer le tenon de la coquille supérieure, dans le cas où l'on atteint le même but en adaptant un ou deux tubes à huile, comme le montre la figure 199, pl. 28. En tous cas il faut alors, comme d'ailleurs quand on emploie un tenon, veiller à ce que l'huile ne puisse arriver derrière les coquilles de coussinet et s'en échapper sans avoir servi. Cette huile ne doit être conduite que sur les surfaces glissantes des coquilles et du tourillon. En se dispensant des deux tenons on peut faire porter les coquilles sur toute la largeur du palier.

épaisseur de $2 (s_1 - s_2)$. On exécute enfin l'alésage au diamètre du tourillon et le dressage des faces du coussinet.

Beaucoup de coussinets se font maintenant sans séparation ; les deux coquilles sont alors tournées et alésées en une seule opération.

Si la pression du tourillon est alternativement dirigée de bas en haut et de haut en bas ¹, on substitue ordinairement des remplissages en métal à ceux en bois, afin que dès le début les boulons du palier puissent serrer avec une force convenable le chapeau sur le corps du palier. C'est seulement ainsi que l'on peut préserver, dans une certaine mesure, le chapeau des mouvements anormaux susceptibles d'être occasionnés par le changement de direction de la pression. Actuellement on préfère ajuster les deux demi-coussinets sans jeu, comme le montre par exemple la figure 199, pl. 28. L'huile se maintient mieux et le remplacement des coquilles devient plus facile, sans parler de la sécurité plus grande que procure la position réciproque des coquilles.

Le rapprochement dont est susceptible une paire de coquilles, exécutée de la manière décrite ci-dessus, atteint donc $2 (s_1 - s_2)$.

Le corps et le chapeau de palier possèdent, en prévision de la facilité du travail, un vide destiné à recevoir le bord que le travail du tour laisse subsister, par suite de la présence des deux tenons. Pour que le coussinet soit complètement supporté, il ne faut pas donner à ce vide plus de largeur que les tenons des coquilles n'en exigent.

Le chapeau paraît ajusté sur le corps de palier de manière à ce que nul déplacement latéral, c'est-à-dire axial, ne puisse se produire. Cette considération a son importance quand des saillies ou des bagues de fixage placées sur l'arbre doivent transmettre des forces axiales au palier. Dans ce cas, la face interne de la coquille inférieure est la seule qui s'use et cela beaucoup plus rapidement que si la coquille supérieure prenait aussi part à la transmission de la force. On cherche à mettre d'une manière moins coûteuse, bien que moins parfaite — quand il s'agit de grandes forces — la coquille supérieure du coussinet en état de résister aux forces dirigées dans le sens de l'axe en faisant empiéter le rebord de la coquille supérieure sur le joint vertical — entre le corps et le chapeau du palier — comme, par exemple, la figure 199, pl. 28, le montre nettement. Les coquilles doivent avoir, dans ce cas, une paroi d'épaisseur suffisante.

Les têtes des boulons de chapeau sont insérées dans les trous quadrangulaires ménagés à la fonte et doivent être dessinées en conséquence. Depuis quelque temps on cherche à éviter, à l'intérieur des paliers, la présence de trous de boulons par lesquels l'huile, venant du joint horizontal qui existe entre les coquilles de coussinet, pourrait descendre jusqu'à la fondation et produire des effets nuisibles sur le ciment. On obtient ce résultat, par exemple avec le type de construction, fig. 199, pl. 28, déjà mentionné plusieurs fois.

Le graissage est supposé obtenu au moyen d'un graisseur à aiguille, de la tige ou aiguille de ce graisseur, la matière lubrifiante passe dans les conduits de graissage. Le corps de palier possède deux cuvettes dans lesquelles s'égoutte l'huile qui s'échappe du coussinet. Cette huile s'amasse dans les cuvettes d'où on peut l'extraire en dévissant un seul bouchon, les deux cuvettes communiquant entre elles par un trou. A défaut de bouchon à vis on se sert de la pompe à huile pour vider les cuvettes d'égouttage, ce procédé mérite la préférence dans le plus grand nombre des cas.

Comme un fort serrage des écrous du chapeau peut donner lieu à une compression capable d'arrêter le tourillon, on munit les boulons de contre-écrous.

¹ Pour obtenir une marche exempte de secousses, il convient d'éviter autant que possible les conditions de ce genre. Voir à ce sujet le travail de l'auteur : *Die Wasserräder* (les roues hydrauliques) § 44.

Pour pouvoir, lors du montage, poser le niveau d'eau sur le palier, il est bon de dresser à la raboteuse les surfaces AB.

On doit procéder, de la manière suivante, au tracé du palier qui vient d'être décrit.

On a, comme on le sait, à considérer, d'après ce qui précède, d , l , s_1 et s_2 . La profondeur a_1 du vide réservé se détermine en raison de la destination de ce vide : $\frac{2}{3} s_2$ à s_2 doivent suffire pour a_1 . Si l'on tient compte de ce que l'écartement e_1 des boulons doit être aussi faible que possible on peut prendre, pour l'épaisseur a_2 , environ $\frac{2}{3} s_2$ à s_2 . Le diamètre δ des boulons de chapeau se détermine en pouces anglais d'après la pression du tourillon $P = k l d$, conformément à la formule 160, p. 108.

$$\frac{P}{2} = \frac{k l d}{2} = 1600 \delta^2,$$

parce qu'ils ne sont soumis qu'à une partie de la charge totale.

Si la pression du tourillon est dirigée de haut en bas on peut tenir les boulons assez faibles; mais comme ordinairement les paliers ne se font pas isolément et ne doivent pas être limités, dans leur emploi, d'une manière incommode, on ne fait le plus souvent aucune différence et l'on donne aux paliers normaux de même diamètre des boulons de même grosseur. Si cependant des motifs puissants, dans des cas spéciaux, engagent à employer des boulons minces, on peut bien entendu satisfaire à ces nécessités.

On peut donner au jeu a_3 , entre les boulons et le chapeau, la dimension $\frac{1}{2} s_2$, e_1 paraît ainsi fixé.

Pour ne pas avoir à faire de modèles spéciaux pour les paliers rétrécis, différant seulement des paliers de charge normaux par la suppression du patin de palier, fig. 192, pl. 25, on élargit convenablement la partie supérieure du trou de boulon, dans le corps de palier, en lui donnant une forme quadrangulaire, de façon que $\frac{a_4}{2} = \frac{\delta}{2} + a_3$; la dimension a_3 acquiert une valeur pratique si on la prend égale à $e_1 - \frac{d}{2}$, c'est-à-dire $\frac{\delta}{2} + a_3 + a_2 + a_1 + s_2$. Si la pression du tourillon est dirigée horizontalement ou à peu près horizontalement, il faut quelquefois déterminer a_3 d'après l'effort à la flexion. Pour diminuer cet effort et surtout pour supprimer presque complètement la flexion transversale, on donne aux gros paliers, soumis à de grands efforts latéraux, des chapeaux qui empiètent sur le corps de ces paliers (voir, par exemple, celui de la figure 199, pl. 28).

La pression du tourillon, quand elle agit de bas en haut, ne fatigue pas plus les tirants de fondation que les boulons du chapeau. On doit cependant tenir les tirants plus forts, pour les raisons indiquées p. 122 et suivantes, de façon que la force P ne leur impose qu'une fatigue égale aux $\frac{3}{4}$ de celle que subissent les boulons de chapeau, on a, par suite :

$$\delta_1 = \delta \sqrt{\frac{4}{3}} = \frac{9}{8} \delta \quad (408)$$

La largeur a_6 des trous de boulons de fondation est fixée à $\frac{4}{3} \delta_1$ par la nécessité de pouvoir sortir par en haut les tirants dont le diamètre, à l'extrémité inférieure, atteint $\frac{5}{4} \delta_1$.

a_4

La longueur a_7 du trou, dans la direction de l'axe du tourillon, dépend de l'étendue que l'on désire pouvoir donner dans ce sens au déplacement du palier. Pour des conditions moyennes $\pm s_2$ doit suffire, de façon que $a_7 = \delta_1 + 2s_2$. La faculté de déplacer le palier perpendiculairement à l'axe du tourillon est déterminée par la largeur a_8 des trous de la semelle. Cette dimension semble ordinairement très suffisante avec s_1 et, dans ce cas, $a_8 = \delta_1 + 2s_1$.

Pour diamètre des rondelles de boulons, il convient de prendre $D = 2,1 \delta_1 + 5 \text{ mm}$. On leur donne, en raison de la largeur des trous de boulons, une épaisseur $s = \sqrt{1,5 \delta_1}$ avec δ_1 en millimètres.

L'écartement e_2 des tirants de fondation, mesuré à partir du plan médian du palier¹ s'obtient, dans l'hypothèse que s_2 suffit pour le jeu moyen, entre les rondelles de boulons et les surfaces verticales à considérer, au moyen de l'égalité :

$$e_2 = e_1 + a_5 + s_2 + \frac{D}{2}.$$

La dimension à donner à a_9 correspond, d'après ce qui vient d'être dit, à $\frac{D}{2} + s_2$; la largeur des prolongements du patin doit être au moins $D + 2s_1$. On peut prendre, à peu près, $a_{10} = s_2$. On arrive ainsi à déterminer e_3 .

La valeur moyenne de l'étendue a_{11} est imposée par la nécessité de pouvoir déplacer le palier perpendiculairement à l'axe du tourillon et par le minimum d'épaisseur qu'il est nécessaire de donner à la clavette. On adopte s_1 pour le déplacement possible du palier et s_2 pour le minimum d'épaisseur de la clavette, on a, par suite, $a_{11} = s_1 + s_2$.

Pour la hauteur de la bande d'ajustage on peut poser à peu près $\frac{s_1}{2}$, de façon que, par exemple :

$$b_1 = l - (s_1 + s_2) - s_1 = l - 2s_1 - s_2.$$

¹ La disposition de la figure 191, pl. 25, avec la fixation directe du tirant de fondation au patin du palier, a certainement sur les types de construction tels, par exemple, que celui reproduit figure 321

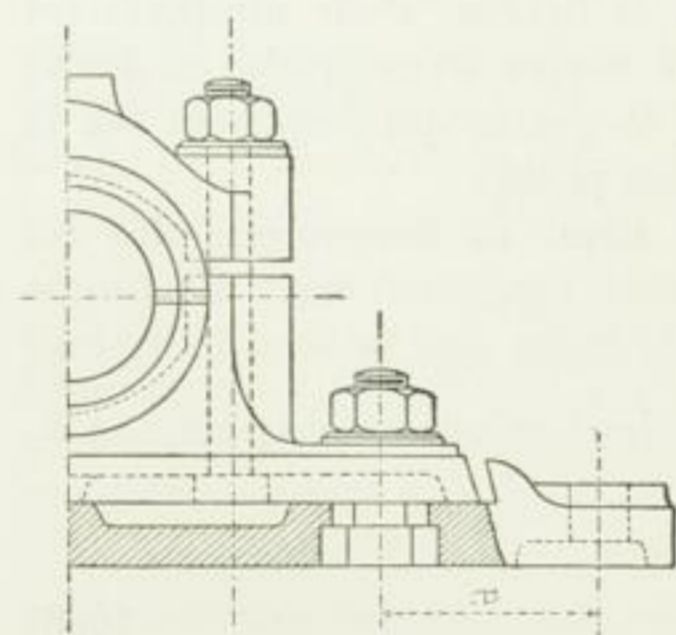


Fig. 321.

(Reuleaux, Le Constructeur, page 264 de la 3^e édition française), et sur lequel une pression de tourillon, dirigée de bas en haut, doit être transmise d'abord à la semelle par les boulons du patin de palier puis, finalement, supportée par les tirants de fondation, l'avantage de transmettre directement la force et, particulièrement, d'éviter les déformations avec leurs conséquences auxquelles peut donner lieu la présence de l'important bras de levier α . D'autre part, il ne faut pas méconnaître que si l'on veut obtenir une bonne fondation, il est avantageux de la faire porter sur de forts massifs de maçonnerie et, par suite, d'écarter notablement les tirants de fondation; on évite en outre plus sûrement l'écoulement d'huile dans la fondation, auquel des négligences de service peuvent donner lieu, en plaçant les tirants à une grande distance des coquilles de coussinets. Pour satisfaire à ces deux conditions, sans s'exposer à des inconvénients, il faut arriver à se servir de semelles élevées, solidement construites, qui empêchent l'huile, venant des paliers, de pénétrer dans les trous des tirants. La fig. 212, pl. 32, représente une semelle de ce genre. La semelle du palier, fig. 321, ne répond pas aux conditions exposées. Les boulons du patin d'un palier doivent pouvoir s'introduire par en haut dans la semelle et s'en retirer par le haut, afin que l'on puisse séparer le palier de sa semelle sans, pour ainsi dire, avoir à soulever l'arbre; cette possibilité est parfois très précieuse quand les arbres sont lourds et pourvus d'accouplements à plateaux.

Pour l'épaisseur moyenne h_1 du corps de palier, on applique la formule de résistance à la flexion (voir la figure de charge 322):

$$\frac{P}{2} \cdot \left(\frac{e_3}{2} - \frac{d}{4} \right) = k_f \frac{I}{e}$$

dans laquelle on peut ordinairement poser, avec une exactitude suffisante :

$$\frac{I}{e} = \frac{1}{6} b_1 h_1^3$$

en adoptant pour k_f , dans les cas moyens où la pression sur le palier change peu de direction et de force, une valeur située entre 450 et 300 et que nous fixerons à 360 pour la commodité du calcul. Conséquemment :

$$\frac{k l d}{2} \cdot \left(\frac{e_3}{2} - \frac{d}{4} \right) = 60 b_1 h_1^3 \quad (409)$$

On trouve d'une manière analogue, pour l'épaisseur du patin de palier :

$$\frac{P}{2} x = k_f \frac{1}{6} b_1' h_1^3.$$

L'effort se fait surtout sentir défavorablement quand, par suite d'inégalités du patin, l'écrou ne porte que sur un seul côté. Admettons que le centre d'effort, pour le pied de patin situé à droite, s'écarte du milieu du trou, vers la droite, d'environ $\frac{3}{4} \delta$. Avec $k_f = 360$ on a :

$$\frac{k l d}{2} x = 60 b_1' h_2^3 \quad (410)$$

On doit introduire x avec une valeur largement mesurée, car la section réelle de rupture sera reportée un peu plus loin, vers la gauche, que la valeur attribuée à x le comporte.

L'épaisseur h_3 du chapeau se détermine au moyen de :

$$\frac{k l d}{2} \left(e_1 - \frac{d}{4} \right) = 60 (b_1 - d) h_3^3 \quad (411)$$

Pour l'épaisseur h_4 , il convient d'adopter la plus grande des deux valeurs qui se calculent d'après les formules :

$$\left. \begin{aligned} \frac{k l d}{2} y_1 &= 60 (b_2 - \delta') h_4^3, \\ \frac{k l d}{2} y_2 &= b_1 60 h_4^3 \end{aligned} \right\} \quad (412)$$

Largeur des bandes d'ajustage b_4 à peu près $= s_1$.

Les dimensions b_3 et e_4 de la semelle sont données, à leur minimum de valeur, par le corps du palier. b_3 doit permettre le déplacement axial admis pour le palier et, par conséquent, être égal à $b_1' + 2s_2$, tandis que e_4 doit atteindre, en nombre rond, $e_3 + a_{11} + 1,5\delta$.

Dans l'hypothèse que la pression par unité de surface, entre la semelle et le ciment coulé sous elle et reposant sur le grès, doit atteindre au plus 10 kg/cm^2 , et en admettant que l'affaiblissement de la largeur b_3 par l'ouverture du trou a_6 soit supposé existant dans la

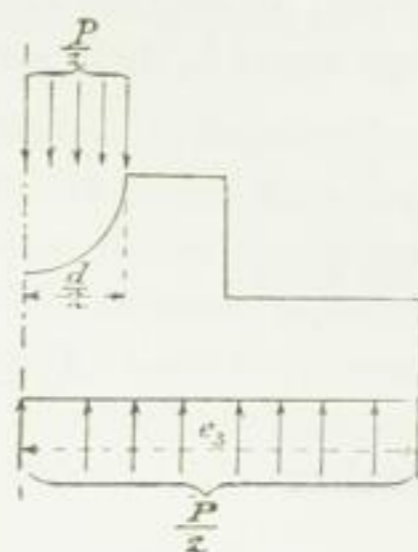


Fig. 322.

section de rupture déterminée par x_1 , on peut poser par approximation, pour le calcul de l'épaisseur h_5 de la semelle, la formule :

$$10 x_1 b_3 \frac{x_1}{2} = \frac{k_f}{6} (b_3 - a_6) h_5^2, \quad (413)$$

d'où avec :

$$k_f = 360, \quad b_3 - a_6 = \frac{2}{3} b_3, \quad x_1 = \frac{2}{3} (e_4 - e_2)$$

résulte :

$$h_5 = \infty \frac{e_4 - e_2}{4}.$$

Nous prenons en outre :

$$r_1 = h_5.$$

Il est de règle de dépasser le moins possible la pression par unité de surface de 6 kg/cm^2 et, en cas de besoin, on élargit la semelle autant qu'il semble indiqué de le faire.

Un élargissement d'un seul côté produit une inégalité de répartition de la pression qui peut rendre cet élargissement plus nuisible qu'utile, en admettant qu'il ait pour but de produire une réduction de pression.

Si la pression du tourillon subit des changements de force et de direction plus importants que $k_f = 360$ les comporte, il y a lieu de réduire convenablement k_f dans les formules 409 à 413.

Suivant la grandeur de la valeur k introduite dans $P = k l d$, on obtient des paliers lourds ou légers. Pour des paliers ordinaires de transmission, avec $l = 1,5 d$, il suffit de $k = 20$ à 25 kg .

Si le palier doit se visser directement sur du bois, on supprime la semelle et les bandes d'ajustage du dessous du palier.

Si on a la certitude que la pression est toujours dirigée de haut en bas, on peut substituer à la coquille supérieure, en bronze, une coquille en fonte et au chapeau normal un simple couvercle pour préserver de la poussière.

L'espace disponible conduit parfois à employer le *palier rétréci*, représenté fig. 192, pl. 25, et qui n'est autre que celui de la figure 191 dont on a supprimé les prolongements latéraux du patin. Le palier est alors fixé directement sur sa base qui, dans le cas actuel, est une chaise pendante, au moyen des boulons de chapeau qui sont tous pourvus, à cet effet, d'une partie à quatre pans. Le palier ne peut alors se déplacer sur son support que dans la mesure permise par la grandeur des trous percés dans ce dernier.

Le graissage du tourillon s'obtient au moyen d'une mèche dont un bout pénètre dans le trou de graissage, tandis que l'autre plonge dans la matière lubrifiante. Pour empêcher cette dernière de s'échapper latéralement, entre le chapeau et la coquille de coussinet, on donne assez de longueur à la saillie, en forme de tenon, de la coquille de chapeau, pour pouvoir la river sur ce dernier.

La figure 193, pl. 26, représente un palier porteur d'un modèle nouveau exécuté par les *Forges de Wölfel*, près *Hanovre*¹. Les coquilles amovibles, exécutées en fonte tenace, sont garnies de métal blanc dont l'adhérence est obtenue au moyen de rainures en queue d'aronde — creusées dans des directions tangentielle et axiale —, et dans lesquelles le

¹ Les dimensions principales, auxquelles la dite maison construit ce palier, sont indiquées sur le

métal blanc pénètre lors de sa coulée, de manière à réunir solidement la garniture à la coquille.

Pour empêcher les coquilles, dont l'extérieur est concentrique à l'alésage, de tourner dans le palier, la coquille supérieure porte, dans le plan médian horizontal du coussinet, deux bracs dont le dessous porte sur le corps de palier. La coquille inférieure forme un demi-cylindre, ce qui permet de la sortir aisément en la faisant tourner. Le chapeau est muni de saillies, de forme cylindrique circulaire et tournées, perpendiculaires à l'alésage du coussinet et pénétrant dans des cavités correspondantes du corps de palier. Ces saillies assurent la transmission des forces axiales. Les coquilles de coussinet sont pourvues de nervures d'égouttage.

Si un collet ou une bague de fixation tournent tout près du palier, on doit redouter des projections d'huile quand l'arbre fait un grand nombre de tours. L'huile projetée de cette manière est recueillie dans les cuvettes en deux parties, dessinées sur les côtés et fixées sur la semelle.

La maison que nous venons de citer construit aussi des paliers à surfaces frottantes en métal blanc, mais dont les coquilles ne sont pas amovibles. Le métal blanc est alors fondu directement dans le corps de palier.

2. Palier Sellers.

Les figures 194, pl. 27, représentent ce type de palier.

Les deux coquilles en fonte ont des tourillons sphériques ayant leur centre commun au milieu du palier et forment ainsi, avec le chapeau et le corps de palier, solidement réunis par les boulons, de manière à ne former qu'un seul bloc, un joint à rotule permettant aux coquilles de se placer d'elles-mêmes dans la direction de l'arbre. La pression peut ainsi — en supposant que la partie d'arbre comprise dans le palier soit rectiligne — se répartir uniformément sur toute la longueur du coussinet (à peu près égale à quatre fois le diamètre). La réduction de pression à l'unité de surface ainsi obtenue entre les coquilles de coussinet et l'arbre a pour conséquence, tout en diminuant la consommation de matière lubrifiante, de maintenir autour de l'arbre une couche d'huile relativement épaisse, qui réduit l'usure.

Le chapeau permet l'installation de récipients à matière lubrifiante, grâce auxquels on peut régler la quantité d'huile introduite et qui ont en outre l'avantage d'entretenir l'épaisseur de la couche d'huile, tout en employant peu de matière lubrifiante. Les godets latéraux de la coquille supérieure sont remplis de suif ou de quelque autre graisse consistante incapable de se liquéfier aux températures que le coussinet peut prendre sans s'échauffer sensiblement. Ils ont pour but de fournir au coussinet, dès qu'il s'y produit un peu

tableau suivant. Quelques pièces intermédiaires ont été omises, mais on peut en trouver le détail sur le prix courant de l'usine. Cette dernière adopte une longueur l de coquille égale à $2d + 50$ mm.

Diamètre d	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200	220	240 mm
Hauteur de palier h	110	125	140	150	160	170	180	190	200	210	240	260	300	330 »
Longueur de patin b	370	390	430	440	470	500	520	560	620	640	700	780	880	950 »
Largeur de patin c	110	125	140	150	160	170	180	190	200	210	240	260	300	330 »
Ecartement e	280	300	330	350	380	410	420	450	500	510	560	620	700	760 »
Nombre de boulons	2	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Diamètre des boulons δ	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	1	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{4}$	2" anglais
Poids	34	45	60	90	103	114	135	160	195	225	310	435	620	810 kg

d'échauffement, une grande quantité de graisse qui l'empêche de s'échauffer davantage. La longueur des coquilles de coussinet facilite d'ailleurs la dispersion de la chaleur. De chaque côté du patin sont des récipients où s'amasse le peu d'huile qui découle du coussinet.

Le palier *Sellers* construit par la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*, et représenté sur les figures 195, pl. 27¹, a des surfaces sphériques non seulement en dessus et en dessous, mais aussi sur les deux côtés. Ces dernières servent à supporter les pressions latérales. S'il existait une pression de ce genre ayant tant soit peu d'importance, on pourrait avoir à craindre, à défaut de surfaces sphériques latérales, une ovalisation des coquilles de coussinet et leur coincement sur l'arbre.

Tandis que le type de construction représenté, fig. 194 et 195, pl. 27, permet seulement de déplacer le centre des coquilles de coussinet dans une direction horizontale (en déplaçant le palier sur son support), le *palier porteur*, fig. 196, pl. 27, ouvert sur les côtés, permet aussi un déplacement dans le sens vertical².

Pour des arbres lourds, et particulièrement pour supporter des accouplements à friction comme celui de la figure 178, pl. 20, la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft* recommande le genre de palier, fig. 197, pl. 28. Les coquilles posent en trois endroits sur des surfaces sphériques et sont garnies de métal blanc. Le troisième point d'appui de forme sphérique, qui se trouve au milieu de sa hauteur, met aussi ce palier en état de résister à de grands efforts agissant horizontalement contre cette surface sphérique³.

¹ Ce palier est fourni aux dimensions suivantes :

Diamètre d	25	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140 mm
Longueur l	100	120	160	200	240	280	320	360	400	440	480	520	560 »
Hauteur h	48	55	70	82	95	110	110	125	140	140	160	160	180 »
Longueur de patin b	160	190	220	260	310	350	350	400	450	450	516	516	580 »
Largeur de patin c	65	75	90	105	125	140	140	165	190	190	220	220	250 »
Ecartement e	115	140	166	200	230	260	260	300	340	340	396	396	460 »
Diamètre des boulons δ	13	13	13	16	20	23	23	26	29	29	33	33	36 »
Poids	4	6	9	15	24	36	39	59	84	92	115	125	150 kg

² La *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*, fournit ces paliers aux dimensions principales suivantes :

Fig. 196.

Diamètre d	40	50	60	70	80	90	100	110 mm
Longueur l	160	200	240	280	320	360	400	440 »
Hauteur h	130	145	175	210	210	240	270	270 »
Longueur a	270	315	380	445	445	510	570	570 »
Largeur b	90	105	125	140	140	165	190	190 »
Ecartement c	60	70	85	100	100	115	130	130 »
» e	150	175	215	255	255	295	340	340 »
Diamètre des boulons δ	13	16	20	23	23	26	29	29 »
Poids	14	19	30	46	52	74	102	114 kg

Fig. 197.

Diamètre d	120	140	160	180	200	220	240 mm
Longueur l	160	180	210	240	240	280	280 »
Hauteur h	160	180	210	240	240	280	280 »
Longueur b	370	425	500	580	580	680	680 »
Largeur c	140	165	190	220	220	250	250 »
Ecartement a	95	120	130	150	150	180	180 »
» e	300	350	410	470	470	550	550 »
Diamètre des boulons δ	23	26	29	33	33	36	36 »
Poids	48	66	105	142	150	202	210 kg

³ Voir aussi le palier à coquilles sphériques, et corps séparé perpendiculairement à l'axe de l'arbre, de *E. Essers* (brevet allemand n° 65 706, du 8 mars 1892).

3. Palier Pfarr, palier Wels.

Pfarr, ingénieur en chef de l'usine de construction de machines *J. M. Voith*, à *Heidenheim-sur-Brenz*, a cherché, il y a plus de dix ans, à obtenir d'une autre manière, au moyen du type de construction fig. 198, pl. 28, les avantages du palier *Sellers*. Les coquilles en fonte peuvent se déplacer automatiquement, dans le sens horizontal, en tournant autour des tourillons verticaux, pendant que le déplacement dans le sens vertical est rendu possible par une rotation de tout le palier sur la plaque creuse de fondation.

Wels, ancien directeur de la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*, a cherché à éviter les inconvénients du palier *Sellers*, c'est-à-dire la flexion des coquilles sous de grandes charges et les grandes pressions supportées par le point d'appui sphérique, au moyen du dispositif figure 199, pl. 28 (brevet allemand n° 49741 du 11 avril 1889), tout en conservant autant que possible les avantages d'un réglage facile dans le sens vertical et de grandes surfaces favorables à la dispersion de la chaleur résultant du frottement. Comme on peut le voir, les coquilles en bronze sont soutenues sur presque toute leur longueur, le corps du palier, de forme cylindrique en dessous, repose sur une plaque intermédiaire convenablement creusée en dessus et dressée en dessous à la raboteuse. Cette plaque repose à son tour sur la semelle du palier (voir fig. 212, pl. 32), de façon que l'on peut faire tourner l'axe du palier dans un plan vertical et régler horizontalement le palier en le déplaçant, avec la plaque intermédiaire, sur la semelle. Les nervures extérieures du corps de palier favorisent la dispersion de la chaleur et permettent, tout en laissant les coquilles de coussinets fortement soutenues, de sentir très promptement à la main le moindre échauffement du palier et, en cas de besoin, de diminuer fortement ce échauffement au moyen d'un arrosage à l'eau¹.

4. Paliers ayant un coussinet dont la coquille inférieure est mobile.

Avec les paliers décrits jusqu'à présent, à l'exception de celui représenté fig. 196, pl. 27, on supprime le jeu produit avec le temps par l'usure, entre l'arbre et les coquilles, en serrant les boulons de chapeau après avoir diminué l'épaisseur des garnitures intermédiaires, ou taillé les coquilles aux surfaces de jonction. Si la pression est seulement dirigée contre le chapeau, il n'y a pas alors de changement dans la hauteur de l'axe de l'arbre, mais si la pression n'est dirigée que de haut en bas, cet axe s'abaisse autant qu'il s'est produit d'usure dans le sens vertical. Un tel changement dans la position de l'axe est inadmissible dans beaucoup de cas. Pour l'éviter lorsque la pression sur le coussinet est dirigée de haut en bas, il est nécessaire de pouvoir régler la coquille inférieure. Tel est le cas, par

¹ L'usine précitée fournit le palier *Wels* aux dimensions principales suivantes:

Diamètre d	100	120	140	160	180	200	220	240 mm
Longueur l	200	240	280	320	360	400	440	480 »
Hauteur h	160	180	220	220	250	280	310	340 »
Longueur a	450	540	650	650	780	890	1000	1120 »
Largeur b	170	190	240	240	280	320	360	400 »
Ecartement e	360	430	530	530	640	720	810	900 »
» f	90	100	120	120	150	170	200	230 »
Diamètre des boulons	33	36	33	33	39	46	46	53 »
Poids du palier avec plaque intermédiaire	85	135	240	252	350	450	565	700 kg
Poids de la semelle	68	100	165	165	270	380	500	625 »

exemple, pour les paliers de roues hydrauliques de côté, qui doivent travailler avec un faible jeu dans le sens du rayon (quelques millimètres pour des roues ayant 7000 mm de diamètre et plus ¹), pour les paliers des arbres de roues d'angle, avec lesquels on doit veiller, en réglant les coquilles de coussinet, à ne pas déplacer ou à déplacer peu l'intersection des axes des deux roues, pour les paliers d'arbres de machines à vapeur, en supposant que l'usure à prévoir soit très différente sur les deux paliers. Les figures 200, pl. 29 et 201, pl. 25, montrent deux types de paliers de ce genre, construits par l'auteur. Le premier est un *palier de roue hydraulique de côté* ; on voit sur la figure que le soulèvement de la coquille inférieure s'obtient au moyen d'un coin en fer forgé glissant, en dessus et en dessous, sur des coulisses en bronze, afin d'éviter qu'il soit arrêté par la rouille. Les écrous au moyen desquels on fait mouvoir le coin vers la droite ou la gauche, de manière à lever ou baisser la coquille inférieure, sont aussi en bronze. Pour que l'on puisse, en tout temps, connaître du dehors la position du coin, le plan du bout de la vis à droite du coin et celui de l'écrou de cette vis coïncident lorsque la coquille se trouve à sa position la plus basse et le coin au bout de sa course à droite, pendant que le plan du bout de la vis de gauche est enfoncé dans son écrou de tout le trajet du coin qui, pour le palier représenté sur le dessin, atteint 80 mm, ce qui correspond à 16 mm de course de la coquille. Si, par exemple, à un moment quelconque, la surface du bout de la vis du côté droit est enfoncée de 20 mm, celle du côté gauche doit l'être encore de 60 mm, le déplacement vertical dont la coquille elle-même est encore susceptible, atteint alors $16 \left(1 - \frac{20}{80}\right) = 12 \text{ mm}$.

Le graissage du coin s'opère, après enlèvement du chapeau, en versant de l'huile entre le coulisseau qui repose sur le coin et la coquille ; cette huile arrive par le trou *a* jusqu'aux surfaces glissantes.

Le chapeau n'a ici d'autre but que de faciliter le graissage et d'empêcher l'introduction de la poussière. Il est boulonné à bloc sur le corps de palier et offre, par suite, l'avantage d'assurer au tourillon sa position normale lorsque l'on soulève assez la coquille inférieure pour remettre ce tourillon en contact avec le chapeau. Naturellement, il faut, dans ce cas, diminuer l'épaisseur de la garniture intermédiaire, qui peut être en plusieurs parties.

Pour que les patins du palier n'atteignent pas une trop grande longueur, les tirants de fondation ont été écartés du milieu ; ils n'ont d'ailleurs à transmettre aucune force provenant du palier puisque, dans le cas dont il s'agit, la pression est à peu près dirigée verticalement de haut en bas.

Le type de construction décrit ci-dessus permet non seulement de compenser l'usure de la coquille inférieure et par suite de maintenir la hauteur de l'axe de la roue, mais aussi de réduire autant que possible le jeu entre la roue et le coursier. Pour cela on fait d'abord porter la première sur le dernier jusqu'à ce qu'il se produise un frottement entre les deux ; après quoi on relève la roue jusqu'à suppression complète du frottement.

Les figures 201, pl. 25, représentent un palier de transmission dont on peut relever suffisamment la coquille inférieure de coussinet pour compenser l'usure résultant de la pression sur les coussinets et qui se produit dans la direction de *c* à *b*. Ce palier est semblable, en principe, à celui qui vient d'être décrit. Les boulons du chapeau sont poussés à leur place après avoir été introduits par l'intérieur du palier.

5. Paliers graisseurs à anneaux.

La figure 202, pl. 26, montre un palier fermé de ce genre, mobile sur sphère et tel que

¹ Voir l'ouvrage de l'auteur : *Die Wasserräder* (Les roues hydrauliques), p. 200.

3. Palier Pfarr, palier Wels.

Pfarr, ingénieur en chef de l'usine de construction de machines *J. M. Voith*, à *Heidenheim-sur-Brenz*, a cherché, il y a plus de dix ans, à obtenir d'une autre manière, au moyen du type de construction fig. 198, pl. 28, les avantages du palier *Sellers*. Les coquilles en fonte peuvent se déplacer automatiquement, dans le sens horizontal, en tournant autour des tourillons verticaux, pendant que le déplacement dans le sens vertical est rendu possible par une rotation de tout le palier sur la plaque creuse de fondation.

Wels, ancien directeur de la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*, a cherché à éviter les inconvénients du palier *Sellers*, c'est-à-dire la flexion des coquilles sous de grandes charges et les grandes pressions supportées par le point d'appui sphérique, au moyen du dispositif figure 199, pl. 28 (brevet allemand n° 49741 du 11 avril 1889), tout en conservant autant que possible les avantages d'un réglage facile dans le sens vertical et de grandes surfaces favorables à la dispersion de la chaleur résultant du frottement. Comme on peut le voir, les coquilles en bronze sont soutenues sur presque toute leur longueur, le corps du palier, de forme cylindrique en dessous, repose sur une plaque intermédiaire convenablement creusée en dessus et dressée en dessous à la raboteuse. Cette plaque repose à son tour sur la semelle du palier (voir fig. 212, pl. 32), de façon que l'on peut faire tourner l'axe du palier dans un plan vertical et régler horizontalement le palier en le déplaçant, avec la plaque intermédiaire, sur la semelle. Les nervures extérieures du corps de palier favorisent la dispersion de la chaleur et permettent, tout en laissant les coquilles de coussinets fortement soutenues, de sentir très promptement à la main le moindre échauffement du palier et, en cas de besoin, de diminuer fortement ce échauffement au moyen d'un arrosage à l'eau¹.

4. Paliers ayant un coussinet dont la coquille inférieure est mobile.

Avec les paliers décrits jusqu'à présent, à l'exception de celui représenté fig. 196, pl. 27, on supprime le jeu produit avec le temps par l'usure, entre l'arbre et les coquilles, en serrant les boulons de chapeau après avoir diminué l'épaisseur des garnitures intermédiaires, ou taillé les coquilles aux surfaces de jonction. Si la pression est seulement dirigée contre le chapeau, il n'y a pas alors de changement dans la hauteur de l'axe de l'arbre, mais si la pression n'est dirigée que de haut en bas, cet axe s'abaisse autant qu'il s'est produit d'usure dans le sens vertical. Un tel changement dans la position de l'axe est inadmissible dans beaucoup de cas. Pour l'éviter lorsque la pression sur le coussinet est dirigée de haut en bas, il est nécessaire de pouvoir régler la coquille inférieure. Tel est le cas, par

¹ L'usine précitée fournit le palier *Wels* aux dimensions principales suivantes:

Diamètre d	100	120	140	160	180	200	220	240 mm
Longueur l	200	240	280	320	360	400	440	480 »
Hauteur h	160	180	220	220	250	280	310	340 »
Longueur a	450	540	650	650	780	890	1000	1120 »
Largeur b	170	190	240	240	280	320	360	400 »
Ecartement e	360	430	530	530	640	720	810	900 »
» f	90	100	120	120	150	170	200	230 »
Diamètre des boulons	33	36	33	33	39	46	46	53 »
Poids du palier avec plaque intermédiaire	85	135	240	252	350	450	565	700 kg
Poids de la semelle	68	100	165	165	270	380	500	625 »

le palier de manivelle des machines à vapeur horizontales, et en supposant qu'il ne doit pas exister de jeu dans le sens horizontal, ce qui est nécessaire à la tranquillité de la marche quand la direction de la force varie, les coquilles de coussinet doivent être aussi rendues mobiles dans le sens horizontal. Cela oblige à les diviser en trois ou quatre parties. Ordinairement on renonce à rendre mobile la coquille inférieure et l'on se contente de régler les coquilles latérales et de compenser le jeu vertical en serrant le chapeau de palier. Les figures 309 et suivantes, pl. 43, la figure 316, pl. 45 (*G. Kuhn*), ainsi que la figure 348, pl. 44 (*C. Kiesselbach*), reproduisent des types de construction de ce genre. Le palier des figures 309 et suivantes, pl. 43, permet un déplacement bilatéral, dans une direction horizontale, au moyen de coins que l'on peut abaisser ou élever à l'aide de vis. La difficulté

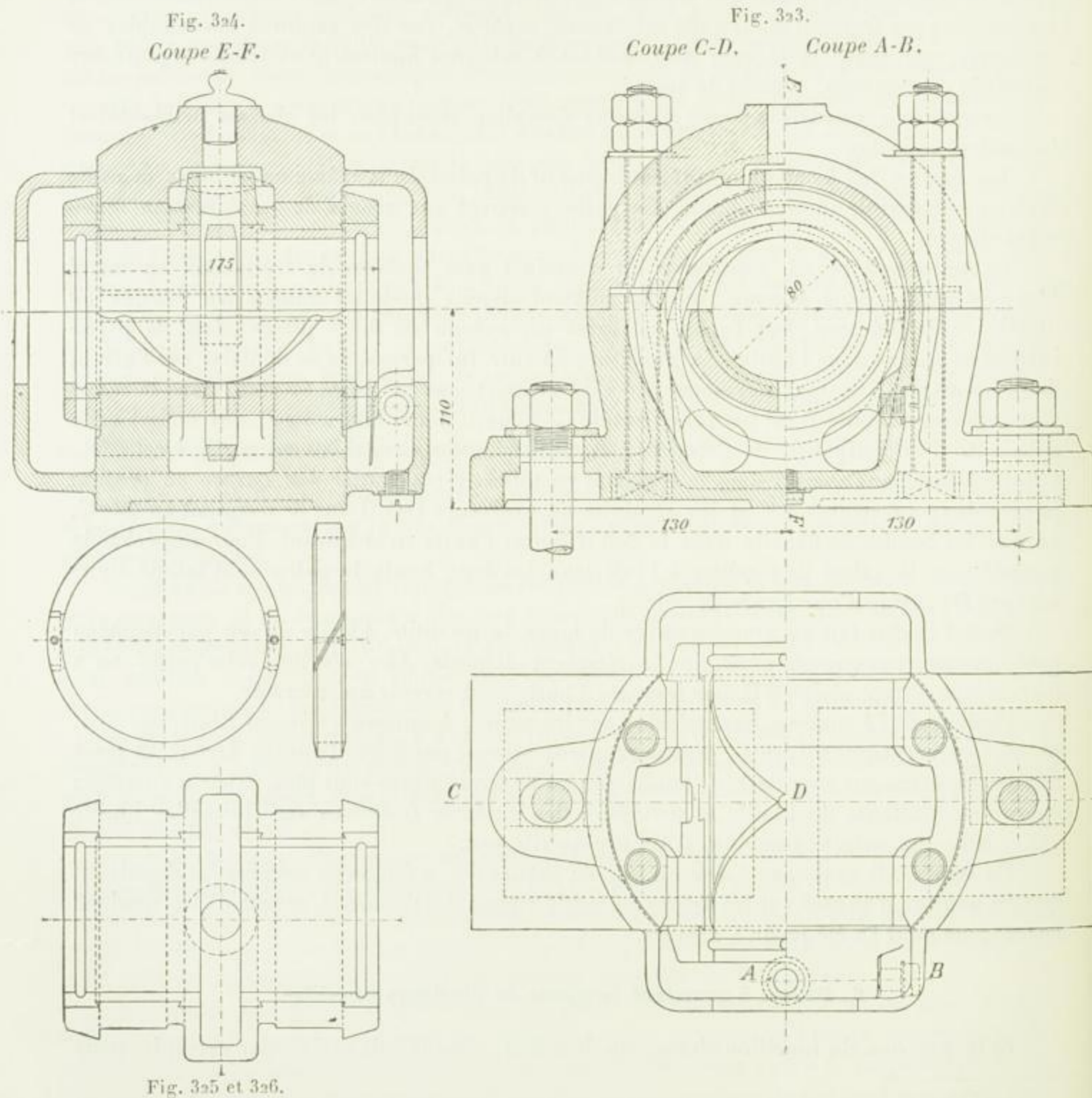


Fig. 325 et 326.

nairement on renonce à rendre mobile la coquille inférieure et l'on se contente de régler les coquilles latérales et de compenser le jeu vertical en serrant le chapeau de palier. Les figures 309 et suivantes, pl. 43, la figure 316, pl. 45 (*G. Kuhn*), ainsi que la figure 348, pl. 44 (*C. Kiesselbach*), reproduisent des types de construction de ce genre. Le palier des figures 309 et suivantes, pl. 43, permet un déplacement bilatéral, dans une direction horizontale, au moyen de coins que l'on peut abaisser ou élever à l'aide de vis. La difficulté

la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft* en construit depuis peu de temps (brevet allemand n° 36 494). Comme on peut le voir, sa coquille inférieure est entourée d'un récipient destiné à contenir l'huile à graisser. Deux anneaux (désignés sur la coupe *ab* par la lettre *x*), sont suspendus à l'arbre dans le palier; ils plongent par leur partie inférieure dans l'huile qui adhère à eux et qu'ils conduisent sur l'arbre quand celui-ci les entraîne par frottement. L'huile est ensuite répartie, par des rainures convenables de graissage, sur toute la largeur du coussinet et retourne finalement au récipient pour être entraînée de nouveau, et ainsi de suite¹.

Le type de construction décrit ci-dessus s'emploie aussi pour les chaises pendantes et les paliers consoles.

Les figures 323 à 326 montrent un dispositif de palier de la même usine, avec coquille inférieure amovible en métal blanc. Ce palier convient aux arbres de transmission fortement chargés.

La figure 203, pl. 26, représente un coussinet avec surfaces de frottement en métal blanc et graissage à anneau, que fournissent depuis quelques années les *Forges de Wülfel près Hanovre*. Sur l'arbre est serré un anneau en deux pièces, dont la partie inférieure plonge dans l'huile. Sa garniture en cuir lui permet de se déplacer sur l'arbre, dans le sens de l'axe, tout en restant fixé à cet arbre et sans lui nuire en rien. Dans le réservoir supérieur à huile B est un godet en tôle C, pourvu d'une languette D qui racle l'huile adhérente à la périphérie de l'anneau; sa position est convenablement réglée à cet effet. L'huile élevée par l'anneau dans le récipient en tôle C vient couler sur l'arbre en passant par les deux ouvertures FF et les conduits de graissage GG. Dans le récipient en tôle C, on met des bandes de flanelle dans le but d'épurer l'huile en la filtrant. Pour empêcher la poussière et la saleté de pénétrer à l'intérieur, les deux bouts du palier sont munis d'une nervure H, garnie d'une bande de cuir.

Quand l'arbre fait un grand nombre de tours, la quantité d'huile élevée par l'anneau peut devenir assez grande pour que le récipient déborde. Afin d'éviter cette perte, on a disposé deux trop pleins EE, par lesquels l'huile peut revenir au réservoir.

Ce dispositif à anneau fixe présente sur les paliers à anneau graisseur libre (fig. 202, pl. 26), les avantages suivants: graissage mieux assuré, parce que l'anneau fortement serré tourne constamment avec l'arbre, tandis que les anneaux libres sont plus sujets à s'arrêter; épuration constante de l'huile et nettoyage des surfaces frottantes sur lesquelles l'huile arrive avec une certaine pression, si limitée qu'elle soit.

En somme, le graissage à anneau qui, en particulier, a fait aussi ses preuves depuis un certain nombre d'années sur les arbres à grande vitesse des dynamos, mérite d'être employé encore plus qu'il l'a été jusqu'à présent.

6. Paliers à coussinet composé de plusieurs coquilles.

Si la pression du tourillon change de direction, comme cela arrive, par exemple, pour

¹ La maison susnommée livre le palier horizontal qui vient d'être décrit aux dimensions principales suivantes:

Diamètre <i>d</i>	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130 mm
Longueur du récipient <i>l</i>	150	200	240	280	330	330	380	460	460	520	520 »
Hauteur du palier <i>h</i>	80	90	100	110	130	130	150	180	180	200	200 »
Longueur du patin <i>b</i>	190	220	260	310	350	350	400	450	450	516	516 »
Largeur » <i>c</i>	75	90	105	125	140	140	165	190	190	220	220 »
Ecartement des boulons <i>e</i>	140	166	200	230	260	260	300	340	340	396	396 »
Diamètre » <i>d'</i>	13	13	16	20	23	23	26	29	29	33	33 »
Poids	10	13	18	27	41	44	65	91	97	122	131 kg

Le dispositif ci-dessus présente de l'analogie avec le palier divisé construit pour les arbres par la *Berliner Aktiengesellschaft für Eisengiesserei und Maschinenfabrikation* (Société berlinoise de fonderie et de constructions mécaniques), à *Charlottenbourg* (*Knüttel*, ingénieur en chef), brevet allemand n° 76 216, du 13 janvier 1894, fig. 204, pl. 31. Le palier — qui peut être celui de la manivelle d'une machine à vapeur horizontale, paraît ici divisé en deux parties *a* et *b*. La première avec joint vertical des coquilles et boulons de chapeau horizontaux, sert à recevoir la composante horizontale de la pression sur le palier, tandis que l'objet de la partie *b* à joint vertical des coquilles et boulons de chapeau verticaux est de résister à la composante verticale de cette pression.

Pour juger les paliers, à coquilles en plusieurs parties et mobiles indépendamment l'une de l'autre, il ne faut pas perdre de vue qu'il n'est pas tout à fait aussi facile de régler un coussinet que beaucoup de personnes sont disposées à l'admettre au premier abord ; au contraire, cette opération demande souvent une main très habile. En outre, les causes de dérangements, etc., augmentent généralement avec le nombre des parties dont se compose un coussinet.

7. Chaise-console, palier-console, chaises pendantes à 2 et 1 jambe, chaise sur le sol, semelle, niche.

Si le palier doit s'appliquer sur un mur vertical, on peut l'y fixer au moyen d'une console ou d'une chaise-console, comme celle représentée fig. 205, pl. 28. Le palier qui se pose sur cette console est du type sans patin. Au point de vue de la propreté, il est avantageux d'adapter à cette chaise un récipient d'huile que l'on peut enlever pour le vider.

Pour que les boulons passés dans le mur ne travaillent qu'à la traction il faut serrer les écrous assez fortement pour que le frottement, entre la plaque murale et le mur, soit assez grand pour résister à l'effort de cisaillement ; on peut aussi disposer une nervure *a* qu'on relie au mur au moyen de ciment et qui assure la transmission à ce mur de tout l'effort de cisaillement.

La longueur des bras de consoles est ordinairement déterminée par la plus grande poulie ou roue placée sur l'arbre que la console doit porter.

Il ne convient pas de fondre d'une seule pièce le palier avec sa console, parce que le défaut de mobilité du palier rend alors le montage et le réglage très difficiles.

La console décrite ci-dessus est du type à nervures ; la figure 206, pl. 28, montre la même console sous forme de pièce creuse dont l'aspect donne, mieux que la figure 205, l'impression de la force et de la solidité. La figure 207, pl. 30, représente le type des consoles exécutées par la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, à *Dessau*.

La figure 208, pl. 30, représente un nouveau modèle de palier-console que l'on trouve souvent à employer en l'adaptant à des colonnes. Il est construit d'après les principes de *Sellers* et peut se placer automatiquement dans la position convenable, tout en pouvant se régler à la main dans le sens vertical. Le dessin est également conforme aux pièces exécutées par la maison que nous venons de citer et qui a, d'ailleurs, eu recours pour permettre de déplacer le centre du palier dans une direction horizontale, à un système de vis de pression qui s'appuient d'un côté sur le mur ou la colonne et de l'autre sur le patin du palier (brevet allemand n° 32 213, du 15 novembre 1884). Ce dispositif est aussi applicable aux chaises pendantes, aux chaises sur le sol, etc. On s'est aussi efforcé d'atteindre le même but au moyen du type de construction pour lequel la succursale de la maison *Escher, Wyss et Cie*, à *Ravensbourg*, a obtenu un brevet allemand n° 41 597 (du 20 avril 1887).

Si le palier doit se fixer au plafond, on peut trouver l'emploi de la *chaise pendante à deux jambes*, fig. 192, pl. 25.

Il est toutefois plus avantageux de se servir du type de construction fig. 209, pl. 30, auquel s'applique l'observation faite à propos de la figure 208. Au lieu d'une *chaise pendante fermée*, fig. 209, on peut aussi se servir d'une *chaise pendante ouverte*, fig. 210, pl. 30, avec une tige de fermeture en *a b*, ou même d'une chaise analogue mais dépourvue de cette tige.

La figure 211, pl. 32, représente une *chaise sur le sol*, pour palier de charge, et la figure 212, pl. 32, une *semelle*. Ces deux pièces, ainsi que les chaises pendantes décrites ci-dessus sont exécutées par la *Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft*.

Si le palier doit être posé dans un mur, on le fixe fréquemment dans une *niche*, fig. 213, pl. 29, qui à son tour doit être solidement reliée au mur lors de la construction de celui-ci, ou fixée au moyen d'un coulis de ciment. En cas de besoin on doit insérer des tirants dans la maçonnerie. La difficulté d'accès est un inconvénient de cette disposition.

8. Points de vue qui conviennent pour juger la construction d'un palier.

Bien que ces points de vue aient déjà été mentionnés en partie lors de la description des paliers qui viennent d'être cités, il est permis de les réunir ici pour que l'on puisse les embrasser d'un coup d'œil.

En admettant comme évident que la construction doit avoir les dimensions demandées par les forces en jeu, et satisfaire aussi complètement que possible aux conditions imposées par le montage et le service, que les frais d'installation ne doivent pas être plus élevés qu'il n'est nécessaire, nous considérerons les plus importantes de ces conditions, savoir :

a. L'installation des paliers doit s'opérer sans difficultés spéciales, de manière que le contact entre l'arbre et les coquilles de coussinet ait lieu et soit assuré sur toute la longueur de ces derniers. Cette condition implique, indépendamment de toute autre hypothèse, celle d'une épaisseur suffisante des coquilles de coussinet (même après que l'usure s'est produite), et de leurs appuis, afin que les déformations occasionnées par la pression du tourillon ne nuisent pas notablement à l'uniformité de répartition de la pression sur toute la longueur de ce dernier.

b. L'usure qui se manifeste sur les coquilles des coussinets doit pouvoir être compensée, autant que possible, de manière que l'axe de l'arbre conserve sa position primitive. Il faut donc que la coquille contre laquelle est dirigée la pression puisse être déplacée, dans une direction correspondante. Les dispositifs dans lesquels la pression sur le palier se produit contre l'interstice des coquilles supérieure et inférieure doivent être signalés comme défectueux.

c. Le remplacement des coquilles usées doit pouvoir s'opérer sûrement et rapidement, on doit surtout pouvoir compter sur une adaptation parfaite des coquilles qui devront être installées plus tard. Cela est surtout possible avec les coquilles entièrement exécutées sur le tour.

d. Les coquilles de coussinets doivent être d'une matière qui, dans les conditions données, soit capable de ménager le tourillon.

e. Le chapeau doit, en supposant que des forces axiales agissent sur le palier, s'adapter au corps de palier de façon à rendre impossible, par rapport à cette pièce, tout mouvement relatif dans la direction de l'axe. Quelquefois la coquille supérieure de cou-

sinet, empiétant sur le corps de palier, peut être appelée à transmettre à ce dernier l'action des forces axiales.

f. L'introduction de la matière lubrifiante doit être suffisante et atteindre avec précision et sûreté tous les éléments de surfaces glissantes, sans toutefois que la consommation soit excessive¹. Au point de vue de la propreté, il convient de disposer des récipients pour recueillir l'huile qui s'écoule des coussinets et l'empêcher de s'infiltrer dans la fondation.

g. La dispersion de la chaleur produite par le frottement pendant le travail doit être assurée, cette nécessité parle en faveur des coquilles de coussinet en matières bonnes conductrices de la chaleur. Il est avantageux de munir de thermomètres les paliers importants.

Les paliers qui satisfont le mieux à la condition *a* sont ceux des figures 196, pl. 27 ; 208 à 210, pl. 30 ; viennent ensuite les paliers des fig 194 et 195, pl. 27 ; 202, pl. 26 ; 197, pl. 28, et seulement après les autres paliers.

Les paliers des figures 196, pl. 27, 208 à 210, pl. 30, satisfont complètement à la condition *b* pour les forces agissant verticalement, comme le palier de la figure 200, pl. 29, le fait pour les forces dirigées de haut en bas et le palier figure 201, pl. 25, pour celles dirigées obliquement vers le bas. Aux forces qui agissent verticalement de bas en haut conviennent les paliers dont le chapeau seul est réglable, comme par exemple ceux des figures 191 et 192, pl. 25, 199, pl. 28, etc. Pour une pression dirigée de haut en bas, ces paliers ne satisfont aucunement à la condition *b*. Si l'arbre ne peut supporter un abaissement, on ne peut remédier à cet inconvénient qu'en introduisant des cales entre le palier et la semelle, moyen qui, employé maladroitement, peut faire perdre au palier la stabilité de sa position.

Tous ces paliers alésés, dans lesquels reposent des coussinets tournés, satisfont à la condition *c*.

Si le corps de palier appartient à une très grosse partie de machine, ne permettant que difficilement d'ajuster mécaniquement les surfaces sur lesquelles doivent porter les coussinets, il faut en opérer l'ajustage à la main, en se servant du burin et de la lime. La surface de section transversale de coquille de coussinet forme alors, le plus souvent, la moitié d'un prisme à huit pans (fig. 327). Dans ce cas, naturellement, la condition *c* ne peut être que mal réalisée. Si l'on dispose les coussinets de manière à pouvoir les couler en métal blanc lorsque l'usure a fait assez de progrès pour que l'on juge cette opération nécessaire, le remplacement n'est pas difficile. La figure 328 montre comment on peut couler du métal blanc autour de l'arbre ou d'un mandrin. On peut voir aussi des coussinets en métal blanc sur les figures 197, pl. 28, 193, pl. 26 et 203, pl. 26.

Les coussinets en bronze jaune ou rouge et en métal blanc satisfont à la condition *d*, les coussinets en fonte ne la remplissent que si la pression par unité de surface, pour des arbres à marche rapide, est suffisamment réduite, c'est-à-dire assez petite pour qu'il reste constamment entre le tourillon et le coussinet, une couche d'huile empêchant le contact immédiat du tourillon avec la fonte.

La règle *e* a été particulièrement observée pour les paliers figures 191, pl. 25, 199, pl. 28 et 193, pl. 26.



Fig. 327.

¹ Les appareils de graissage ont pris tout récemment un développement en rapport avec leur grande importance. Leur étude approfondie à cette place nous conduirait trop loin ; on devra donc se reporter aux ouvrages techniques qui traitent de ce sujet, et particulièrement aux spécifications de brevets et à la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure* (Voir Rosenkranz : 1880, p. 490 et suivantes, p. 537 et suiv., 1887, p. 933 et suivantes, Rudeloff : 1889, p. 1089 et suivantes).

Les deux conditions f et g sont ordinairement réalisables avec tout palier porteur dont la charge n'est pas trop forte ; les types de construction figures 202 et 203, pl. 26 ont pour but d'y satisfaire d'une manière parfaite.

Les paliers qui subissent une pression dirigée contre le chapeau exigent un soin tout spécial, aussi bien de la part de l'atelier qui les exécute que pendant leur fonctionnement, surtout quand la direction de l'effort est sujette à changer (voir l'ouvrage de l'auteur « les roues hydrauliques » § 44). Il en est de même pour les paliers sur lesquels la pression du tourillon agit alternativement et horizontalement en sens contraires.

En dehors des paliers mentionnés sous les numéros 1 à 7 et d'autres qui leur sont analogues, il existe encore un nombre considérable de types spéciaux dont la description détaillée nous conduirait trop loin et tels, par exemple, que le palier porteur vertical destiné à maintenir le pivot d'une meule. Ce palier, en forme de collier et pris dans la meule gisante est désigné sous le nom de *boitard*. Nous mentionnerons aussi les types de construction ayant pour but de dévier des arbres de grande longueur, lorsqu'il s'agit, par exemple, de soutenir l'arbre de façon que son support puisse s'écarter quand une partie de machine animée d'un mouvement de progression, une vis sans fin, par exemple, doit dépasser le point d'appui. Le support reprend ensuite de lui-même sa fonction de palier quand la partie de machine a suffisamment avancé, et ainsi de suite¹.

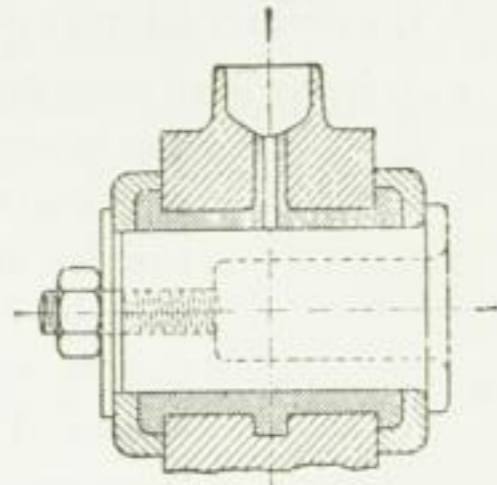


Fig. 328.

9. Paliers à roulement.

Si entre deux corps poussés l'un contre l'autre on introduit des rouleaux en forme de cylindres, de billes ou de cônes qui soutiennent l'un de ces corps et peuvent prendre un mouvement de rotation ou de roulement (par rapport aux deux corps), quand l'un de ces derniers se déplace relativement à l'autre, on a un palier à roulement. On trouve des paliers de ce genre qui portent de lourdes charges, des poutres de ponts, par exemple ; la figure 329 en montre un (chemin de fer métropolitain de Berlin, à Bellevue). Souvent plusieurs galets ou rouleaux sont employés à transmettre un effort. Si l'on désigne par :

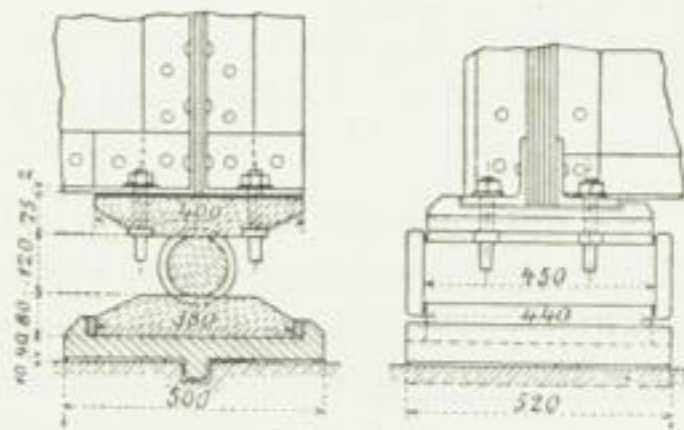


Fig. 329.

- P la force à transmettre en kg,
- n le nombre des rouleaux qui participent à la transmission de la force,
- d leur diamètre, s'ils sont de forme conique leur diamètre moyen,
- l la longueur portante en cm,
- k un coefficient,

on peut poser pour des rouleaux cylindriques ou coniques :

$$P = k d n l. \quad (414^2)$$

¹ Keller a décrit des paliers ainsi amovibles dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 453 et suivantes.

² L'auteur a donné, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure* 1889, p. 476 et suivantes, les

On doit ici adopter pour k les valeurs suivantes :

- a, k jusqu'à 25 avec des rouleaux en fonte portant sur des platines en fonte, en admettant que la matière soit de dureté suffisante et travaillée de façon que la réalité ne s'écarte pas trop de l'hypothèse d'une égale répartition de la charge P sur les n rouleaux de longueur l . Quand la longueur des rouleaux est grande, k doit être introduit dans le calcul avec une valeur moindre, parce que la réalisation de l'hypothèse indiquée est, toutes conditions restant égales, d'autant plus difficile que l est plus grand. Souvent aussi les rouleaux ne participent pas tous *également*, même dans une mesure approximative, à la transmission de l'effort.
- b, k jusqu'à 60 avec des rouleaux en acier posés sur des platines en acier (acier de moulage), la matière étant de dureté suffisante, etc., et les remarques contenues dans le paragraphe ci-dessus étant convenablement observées.

Si la charge est supportée par des sphères, on a :

$$P = k n d^2 \quad (417)$$

- c, k jusqu'à 2,5 avec des sphères en fonte placées entre deux surfaces planes de même matière, les conditions mentionnées ci-dessus, en a , étant d'ailleurs observées, ainsi que les remarques au sujet du choix de k .
- d, k jusqu'à 6 avec des sphères en acier roulant sur des platines unies en acier ; les conditions et remarques restant les mêmes que celles mentionnées ci-dessus à l'art. a .
- e, k jusqu'à 125 avec des sphères en fontes placées dans des rainures en fonte ayant la forme d'un arc de cercle (rayon de courbure r à peu près égal à $\frac{9}{16} d$), fig. 330

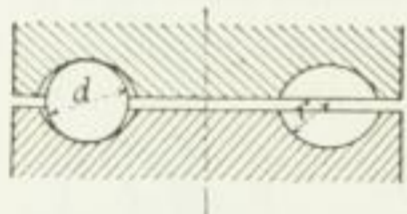


Fig. 330.

les surfaces de roulement ayant été polies et comprimées par le roulement, dans les gorges, des sphères dont la charge a été portée graduellement à son maximum ; voir aussi ce qui a été dit à l'art. a .

- f, k jusqu'à 300 avec des sphères en acier dans des rainures en acier, conformément à la remarque de l'art. e .

En outrepassant les valeurs indiquées, on donne lieu à la probabilité d'importantes déformations persistantes, qui grandissent d'autant plus que les rouleaux et les sphères perdent davantage leur *forme circulaire*.

motifs qui ont fait établir cette formule, en exposant un défaut ordinaire des calcul de ce genre. Le coefficient atteint la valeur :

$$k = \frac{2}{3} \sqrt[3]{2 \alpha k_1^3} \quad (415)$$

dans laquelle :

α désigne le coefficient d'extension de la matière des rouleaux.

k_1 l'effort maximum de pression considéré comme admissible.

On doit tenir compte, dans le choix de α , de ce que l'extension transversale produite par la compression, agissant dans le sens de la charge, est en partie empêchée ; ce qui conduit à introduire, dans le calcul, α convenablement réduit et k_1 convenablement augmenté (voir l'ouvrage de l'auteur *Elasticität und Festigkeit*, § 14). La largeur a de la surface de contact entre les rouleaux et leur support atteint d'après les explications données dans cet ouvrage :

$$a = d \sqrt[3]{3 \alpha \frac{P}{n d l}} = \sqrt[3]{3 \alpha k} \quad \text{F}$$

Dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 199, l'auteur a donné une image photographique démontrant très clairement la déformation des rouleaux et platines de paliers à rouleaux.

$\sqrt[3]{\frac{3}{2}} = d$
F 416

H. Meyer et Cie, à *Dusseldorf*, fournissent des billes en acier trempé, pour paliers à billes, et donnent à cet égard, entre autres indications, celles qui suivent¹ : « billes de qualité A », en acier spécial à outils, comprimées, fraisées sur machine spéciale, trempées dur puis rodées et polies, pour paliers à billes de grues, de machines à aléser et à fraiser, de machines, à battre, etc.

Diamètres en pouces anglais :

$\frac{1}{8}$ $\frac{3}{16}$ $\frac{1}{4}$ $\frac{5}{16}$ $\frac{3}{8}$ $\frac{7}{16}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{5}{8}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ 1 $1\frac{1}{16}$ $1\frac{1}{8}$ $1\frac{1}{2}$ $1\frac{5}{8}$ $1\frac{3}{4}$ 2

Charge admissible en kg :

70 160 290 450 650 850 1160 1800 2600 3500 4600 — — — — —

Avec les grosses billes — c'est-à-dire celles qui ont plus d'un pouce anglais de diamètre — on n'est jamais sûr qu'il ne se produise point, à la trempe, des tensions susceptibles d'influencer notablement l'aptitude des billes à supporter les charges ; c'est pourquoi la maison précitée s'abstient d'énoncer des nombres pour les billes de ce genre.

Un fait signalé comme très important est que les surfaces des billes comme celles du palier doivent, même si on les examine à la loupe, se montrer complètement exemptes de petites taches ou cavités. De même que les billes, les paliers doivent être de l'acier le plus dur et leur trempe doit pénétrer à une profondeur égale au rayon des billes.

Jusqu'à $\frac{3}{4}$ de pouce anglais l'exactitude du diamètre est garantie à 0,01 mm près ; pour les billes plus grosses la garantie n'est donnée que moyennant un supplément de prix de 25 %.

Aux charges admissibles indiquées par la maison correspondrait, dans la formule 417, $k = 700$ kg, en nombre rond, en supposant que d soit donné en cm. L'auteur ne peut dire si la maison admet que toutes les billes portent leur part de la charge. (Voir, à cet égard, la phrase finale de l'art. *a* ci-dessus ; il convient aussi de considérer ce qui suit.)

Les billes qui circulent dans une rainure frottent, quand elles ne sont pas guidées, les unes contre les autres, ce qui augmente la résistance au mouvement dans une mesure qui n'est pas sans importance. On peut éviter cet inconvénient en plaçant alternativement, après chaque bille ordinaire, une bille un peu plus petite qui n'a pas pour destination de porter la charge, mais doit servir à maintenir l'écartement des billes porteuses. Si deux billes porteuses tendent à se rapprocher l'une de l'autre et serrent la bille non chargée qui les sépare, la résistance au mouvement qui résulte du frottement des billes les unes contre les autres est notablement réduite parce que la bille intermédiaire (non chargée) possède une mobilité beaucoup plus grande que si elle était chargée verticalement.

Pour réduire le frottement des billes sur les parois des rainures,

on a recommandé de ne pas étendre le contact au delà de $\frac{1}{6} \pi d$,

comme le montre la figure 331.

Lorsque le mouvement est circulaire (les billes suivent alors des voies circulaires, c'est-à-dire des rainures dont la ligne centrale est de forme circulaire), on a recommandé, en raison de la différence de distance des points de contact à l'axe de rotation et dans le but d'éviter le frottement de glissement, de faire circuler les billes dans des rainures ayant un profil de forme conique, comme le montre la figure 332. On doit alors



Fig. 331.

¹ *Heinrich Meyer*, à *Dusseldorf* a obtenu un brevet allemand, pour un palier de charges à billes, dans lequel ces dernières se meuvent dans une voie fermée. Brevet allemand n° 85346, du 17 août 1895.

avoir, si M est situé sur l'axe de rotation :

$$\overline{AA'} : \overline{BB'} = \overline{MA} : \overline{MB}.$$

Il n'est pas besoin d'expliquer en détail que des rainures de ce genre, pour atteindre leur but, doivent être exécutées avec un soin extraordinaire.

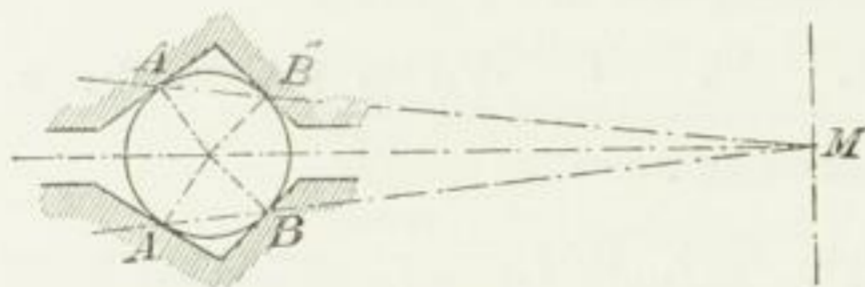


Fig. 332.

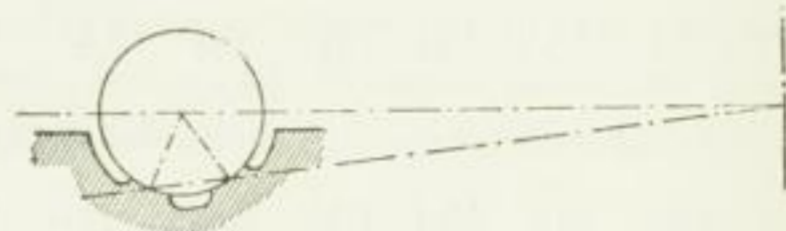


Fig. 333.

Il y a lieu de donner la préférence au système consistant à adopter des rainures de la forme figure 333, avec laquelle les points A B se trouvent dans la même situation que sur la figure 332¹.

Avec des rouleaux on arrive au but que l'on se propose d'atteindre, et qui est d'éviter autant que possible les frottements de glissement, en donnant à ces rouleaux la forme de cônes dont le sommet coïncide avec l'axe de rotation.

10. Paliers à couteaux.

Les paliers à couteaux se présentent sur les balances. Ordinairement leurs surfaces de contact se font en acier trempé non recuit ou recuit seulement jusqu'au jaune paille.

Suivant la grandeur de la pression que les couteaux ont à transmettre, on adopte pour eux des angles différents que l'on peut choisir entre celui de 120° environ repré-

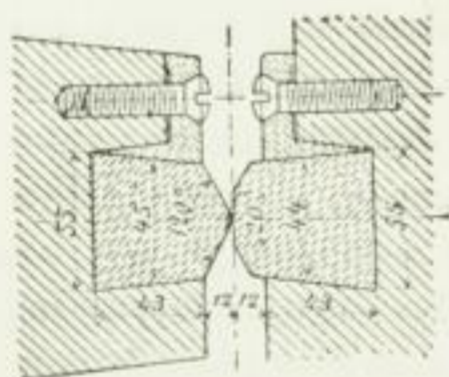


Fig. 334.

senté sur la figure 334 (cet angle s'emploie lorsque les charges sont grandes et les oscillations faibles), et 45°, fig. 335, que l'on adopte pour les balances de précision. Le palier proprement dit est, dans le premier cas, un plan, dans le second il forme une surface angulaire telle que la demi-différence d'angle entre le couteau et le palier atteint environ 30°. Il est d'ailleurs nécessaire, quand il s'agit de transmettre de grandes forces, d'arrondir notablement l'arête des angles.

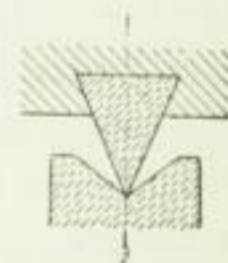


Fig. 335.

La charge ne devrait jamais dépasser 2000 kg par centimètre de longueur de couteau ; il est même préférable de ne pas aller au delà de 1000 kg². Pour les balances de précision la charge descend jusqu'à 2 kg et même plus bas.

¹ Voir W. H. Booth, *Quarterly Review of Machine Tools and Workshop Practice*, London, January, 1895. Voir aussi la crapaudine de l'*Aktien-Gesellschaft der Holler'schen Karlshütte à Rendsbourg* (brevet allemand n° 83 117, du 7 janvier 1894, avec deux cônes de roulement contigus et situés entre la surface du bout du corps tournant et celle de la crapaudine. Ces surfaces de roulement convergent l'une vers l'autre du côté extérieur, de façon que les billes ne sont en contact avec chacune d'elles que par un seul point — géométriquement considéré — et sont préservées de toute projection hors de la crapaudine.

² Si l'on trouve çà et là des indications plus élevées, comme par exemple 3000 kg dans *Des Ingenieurs Taschenbuch* (le portefeuille de l'ingénieur), 15^e édition, p. 421, l'auteur doit déclarer que, d'après ses expériences personnelles, il se produit ordinairement des enfoncements même avec la charge de 2000 kg (forme de la figure 334 avec arrondissement de l'arête suivant un diamètre d'environ un millimètre) surtout quand

11. Crapaudines et paliers à cannelures.

La figure 214, planche 33 montre la forme d'une *crapaudine pour arbres ordinaires de transmission*.

Comme on peut le voir, le grain de crapaudine se compose d'une pièce en bronze de forme hémisphérique pouvant, d'elle-même, se placer comme il convient par rapport à la surface du bout du pivot. On doit attribuer une grande valeur à cette propriété. On peut obtenir, sans difficulté, la possibilité d'un réglage dans le sens vertical, lorsque ce réglage semble nécessaire, en disposant un coin sous le grain de crapaudine. S'il se produit de l'usure dans la boîte servant de guide, c'est-à-dire dans le sens horizontal il est impossible de remédier à cet inconvénient ; pour y parvenir il faudrait remplacer la boîte formant coussinet par des coquilles dont une, au moins, devrait pouvoir se régler.

On peut objecter à ce type de crapaudine, et à d'autres analogues, la difficulté d'assurer l'arrivée constante de la matière lubrifiante à la surface du bout du pivot, et l'absence de garanties contre l'introduction de la poussière et des saletés. On a cherché à satisfaire à ces conditions au moyen de la *crapaudine* figure 215, pl. 33. Le mouvement de rotation du pivot doit obliger l'huile qui remplit les conduits, en forme de spirale, du grain de crapaudine à se mouvoir dans la direction des flèches¹.

Dans la cannelure du chapeau, composé de deux parties, on introduit une tresse de chanvre ou quelque autre matière analogue destinée à retenir la poussière, etc.

Pour assurer le graissage d'un pivot fortement chargé, il n'est pas rare que l'on introduise l'huile par un tuyau spécial — qu'il est de règle de placer au centre — en la soumettant à une pression plus ou moins grande, à l'aide d'une pompe à huile. Les dispositifs de ce genre se rencontrent surtout sur les arbres de turbines. Dans ce cas beaucoup de constructeurs ont recours à l'insertion d'un ou plusieurs grains de crapaudine, en sus de celui dont le mouvement de rotation est empêché. L'auteur ne peut adhérer à l'assertion, répandue dans la littérature technique, d'après laquelle l'influence du nombre de tours n serait diminuée de façon que l'insertion d'un grain tournant réduirait le nombre de tours à $\frac{1}{2} n$ pour chacune des deux surfaces de glissement, que l'introduction de deux grains de ce genre, donnant lieu à 3 surfaces glissantes réduirait la vitesse à $\frac{1}{3}$ de n et ainsi de suite. Le glissement a lieu sur les surfaces qui offrent le moins de résistance ; mais si la résistance augmente pour une cause quelconque sur ces surfaces, le glissement tendra à se produire entre d'autres surfaces et seulement à l'endroit où se présentera alors le minimum de résistance. L'assertion mentionnée ci-dessus suppose implicitement que la résistance au frottement sur chaque surface glissante est exactement assez grande pour donner lieu à une telle répartition de la vitesse de glissement. L'auteur est d'avis que l'insertion de grains tournants peut seulement avoir pour résultat de fournir une réserve de surfaces glissantes dans le cas où la résistance au frottement viendrait à augmenter sur l'une d'elles.

la charge agit pendant quelque temps. Si la dureté et la compressibilité de la matière ne sont pas partout les mêmes sur une grande longueur de couteau, des enfoncements permanents se produisent beaucoup plus tôt à certains endroits. Plus les couteaux sont aplatis ou arrondis, plus on peut augmenter la charge ; mais aussi plus le palier perd les avantages des couteaux proprement dits.

L'assertion qui se trouve dans certains ouvrages et que l'on rencontre parfois ailleurs, que les lois de l'élasticité et de la résistance ne s'appliquent pas ou ne semblent pas s'appliquer aux paliers à couteaux, au point de vue de la charge, est naturellement sans fondement.

¹ *Osenbrück* a pris pour des crapaudines de ce genre des brevets allemands n° 8805, du 21 mai 1879, n° 9357, n° 10 615, n° 11 559 ; mais les crapaudines construites par cet inventeur ne peuvent s'employer pour de grandes forces, faute de la possibilité d'un réglage du grain.

Il semble possible, par ce moyen, d'éviter dans beaucoup de cas au moins un échauffement ou un grippement.

Dans les cas où des pivots sont soumis à de fortes charges et à d'importants efforts latéraux, à des vitesses telles que l'on ait à redouter un échauffement¹, il y a tout avantage

¹ La sensibilité des pivots fortement chargés et l'imperfection naturellement inhérente aux tourillons à cannelures ont conduit à appliquer aux grands nombres de tours des types de construction tout particuliers.

Parmi ces types on distingue le *pivot hydraulique*, fig. 336, que *Girard* employait pour ses turbines. L'arbre *a* de la turbine porte en dessous un plateau *b* qui, en tournant, glisse sur le plateau fixe *c* formant sa contre-partie. De l'eau sous pression arrive en *d* entre les deux plateaux. Cette eau s'échappe

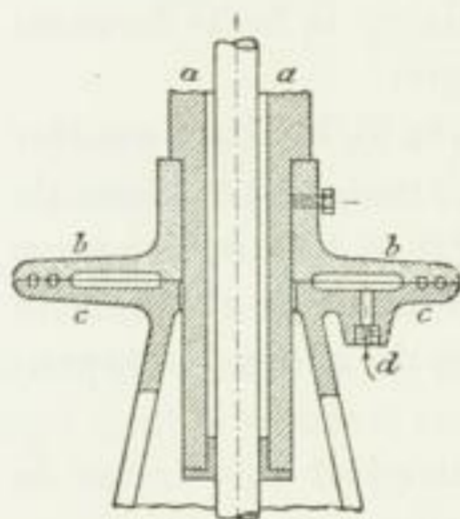


Fig. 336.

en grande partie à la circonférence extérieure et en moins grande quantité à la circonférence intérieure. Si l'on donne au liquide, comme *Girard* avait l'intention de le faire, une pression assez grande pour que le contact métallique des deux plateaux *b* et *c* soit supprimé sur tous leurs points, ce frottement se réduit à celui de particules liquides entre elles, le travail de frottement du pivot est très notablement diminué et les difficultés disparaissent. Il se produit, par contre, une notable dépense de travail mécanique, et cette dépense correspond à la quantité de travail contenue dans l'eau sous pression employée, c'est-à-dire nécessaire à la production de cette pression. Pour réduire cette perte de travail, des rainures sont faites au tour dans les plateaux du côté de la circonférence extérieure, de manière à former une obturation en labyrinthe. (L'auteur a démontré, en dernier lieu, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 474 et suivantes, voir aussi p. 528 et suivantes, que ces rainures produisent un effet absolument contraire à celui attendu.) *Girard* avait naturellement été assez prudent pour établir, en sus de ce pivot hydraulique, placé sous l'eau, un pivot

ordinaire placé au-dessus d'elle, de façon que le dispositif en question avait en réalité pour but, non de remplacer ce dernier pivot, mais de *diminuer sa charge*. Malgré les bons résultats obtenus de ce système de déchargement des pivots (voir les Comptes rendus, 1862, p. 926 et suivantes, *Girard*, Utilisation de la force vive de l'eau, Paris, 1863, et *Lacroix*, Etudes sur l'Exposition de 1867, 3^e série, p. 149 : « Nous connaissons un grand nombre d'applications de ce pivot hydraulique : toutes ont parfaitement réussi »), le pivot hydraulique a complètement disparu.

A ce type de construction se rapporte le système de déchargement de pivot des turbines établies à *Assling* par la *Krainische Industrie Gesellschaft* (Société industrielle de Carniole, et décrit dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 1093 et suivantes. D'après cette publication, la charge du pivot se compose :

du poids de l'arbre et des pièces fixées sur lui	13 530 kg
de la pression axiale sur la roue en mouvement.....	3 590 »
de la poussée latérale de la roue d'angle, agissant dans le sens de l'axe.....	400 »
ensemble, ...	<u>17 520 kg</u>

Cette charge est suspendue en haut à un pivot annulaire, fig. 216, pl. 32, dont le principe a été décrit p. 345 et suivantes et p. 376 et suivantes, et qui a pour diamètres intérieur et extérieur :

$$d_1 = 280 \text{ mm}, d_2 = 500 \text{ mm},$$

par conséquent :

$$k = \frac{17\,520}{\frac{\pi}{4}(50^2 - 28^2)} = 13 \text{ kg.}$$

Si l'on déduit les canaux de graissage, la pression par unité de surface s'élève à :

$$k = \frac{17\,520}{1115} = 15,7 \text{ kg.}$$

Comme $n = 134$, la valeur c déterminée par la formule 382, p. 376, s'élève à :

$$c = \frac{17\,520 \cdot 134}{50 - 28} = 107\,000,$$

à ne pas imposer les efforts latéraux à la crapaudine et à disposer un palier spécial à collets, par la simple raison que si un échauffement du pivot vient à se produire, on sait immédiatement, avec certitude, à quel endroit il faut en chercher la cause.

et correspond à :

$$T_p = \frac{17\,520 \cdot 134}{60\,000 (50 - 28)} = 1,8 \text{ kgm},$$

en admettant que l'on pose $\mu = \frac{1}{20}$.

La matière lubrifiante est envoyée à ce pivot annulaire par une pompe qui, comme on peut le voir par la figure, refoule l'huile dans les deux rainures circulaires de la crapaudine de manière à la faire arriver sous pression entre les surfaces glissantes (pivot : acier, crapaudine : bronze). Cette huile vient s'échapper à la circonférence elle y est recueillie et, après avoir été purifiée, est employée de nouveau.

A sa partie inférieure, et par conséquent dans l'eau du canal de fuite, l'arbre est relié par un accouplement mobile à un piston tournant dans un cylindre qui l'entoure et s'applique exactement sur lui. Au moyen d'eau sous pression introduite en *a* dans ce cylindre, on peut soulager l'arbre d'environ la moitié de sa charge ; car, la pression de l'eau étant de 18 kg/cmq, la pression totale sur la surface du piston atteint :

$$\frac{\pi}{4} 25^2 \cdot 18 = 8800 \text{ kg.}$$

On voit sur la figure comment est faite la garniture du piston ; en haut sont des bagues en cuir posées obliquement, à l'extérieur est une bague en caoutchouc. Cette garniture ne doit pas avoir pour but de retenir complètement l'eau ; son office est seulement de maintenir d'une manière durable la pression de l'eau tout en laissant perdre une certaine quantité de ce liquide. Avec la grande vitesse du piston, égale à $\pi \cdot 0,25 \frac{134}{60} = 1,75 \text{ m}$, il devrait naturellement se produire un échauffement de la garniture métallique et du piston si l'eau sous pression ne donnait pas lieu à l'élimination d'une certaine quantité de chaleur. En se basant sur ce fait on a fait monter le tube *b* jusqu'au local où se tient le mécanicien, dans le bâtiment des turbines, là son contenu agit sur un manomètre, ce tube est en outre muni d'un robinet que l'on ouvre pour surveiller le degré d'échauffement de l'eau et qui permet de régler cet échauffement dans certaines limites.

La voie suivie dans le cas précédent pour arriver à vaincre les difficultés qui se présentent avec des pivots fortement chargés et animés d'un rapide mouvement de rotation, ne peut être signalée comme rationnelle.

Il semble tout d'abord illogique de donner d'aussi grandes dimensions au pivot annulaire : 500/280 — sans prévoir aucun dispositif de réglage automatique. Malgré le travail le plus soigné, il est pour ainsi dire impossible de monter, d'une part l'arbre qui porte le pivot, et d'autre part le plateau annulaire reposant sur le sommier qui porte la crapaudine, de manière à obtenir avec une approximation suffisante le parallélisme des deux surfaces annulaires, dont l'une se déplace par rapport à l'autre par suite de la rotation de l'arbre ; il serait encore plus difficile, même en supposant que ce parallélisme puisse être réalisé, de le maintenir d'une manière durable, en pratique. Plus le diamètre du pivot est grand, plus il y a de chances pour que, dans leur mouvement de rotation, des parties des surfaces glissantes viennent frotter l'une sur l'autre, et qu'il se produise, à ces endroits, une substitution du frottement réciproque de corps solides au frottement des particules liquides de l'huile, or le premier de ces frottements est une cause d'échauffement. Dans le cas dont nous nous occupons, il aurait d'ailleurs encore été possible de se contenter d'un simple pivot placé hors de l'eau, lors même que l'on n'aurait pas voulu admettre la possibilité de donner une légèreté beaucoup plus grande à l'arbre qui constitue la plus grande partie de la charge du pivot (voir ci-dessus). On aurait pu, sans difficulté, obtenir que la charge sur le pivot ne fût pas supérieure à 14 000 ou 15 000 kg. On peut, à ce sujet, voir jusqu'où sont allés des constructeurs expérimentés en consultant par exemple, outre les observations insérées plus haut, p. 375 et suivantes, les données contenues dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1879, p. 125 et 126, art II, n° 17 et 18, ou l'ouvrage de Reifer, *Einfache Berechnung der Turbinen* (Calcul simplifié des turbines), Zurich, 1890, p. 20, tableau V. Les nombres fournis par ces diverses sources doivent d'ailleurs subir, en partie, une modification très importante, pour peu que l'on ait l'habitude d'introduire dans le calcul, avec une certaine exactitude la charge produite sur le pivot par la pression de l'eau. (Voir au sujet de la détermination de cette charge le travail de l'auteur sur les turbines et les roues hydrauliques verticales, 1886, § 15.)

On a sans doute à s'occuper d'obtenir un réglage automatique des surfaces glissantes (au moyen d'une portée sphérique), de choisir une matière lubrifiante convenable, etc. ; mais aussi on épargne la dépense d'eau sous pression, dépense qui doit être très considérable, surtout quand la garniture est usée.

Les figures 217, pl. 31, représentent une crapaudine et un pivot de turbine d'après des pièces exécutées par l'établissement de construction de machines de *J. M. Voith, à Heidenheim-sur-Brenz*. La boîte à grain (en fonte) qui repose sur la tige verticale servant à porter la turbine et que des languettes, placées au sommet de cette tige, empêchent de tourner sur elle, contient une plaque en acier ayant sur sa face supérieure une courbure sphérique ; sur cette plaque, placée au fond de la boîte, repose une seconde plaque d'acier, convenablement creusée en dessous, plane en dessus, guidée latéralement avec un certain jeu, par des saillies, à l'intérieur de la boîte à grain et qui peut, par conséquent, s'ajuster d'elle-même sur la plaque inférieure. Vient ensuite un disque en bronze sur la surface plane supérieure duquel repose le pivot proprement dit, composé d'une vis en fer forgé munie d'une plaque en acier. Comme on peut le voir, cette vis peut se déplacer dans une pièce de fonte qui lui sert d'écrou et qui est fixée sur l'arbre creux, en fonte, de la turbine, au moyen d'une fermeture à bayonnette.

Le type de construction dont nous nous occupons comporte donc deux surfaces glissantes (acier trempé sur bronze).

Le graissage s'opère par le milieu du pivot ; pour le faciliter l'arbre de turbine est élargi à cette place et pourvu de deux ouvertures latérales.

La figure 218, pl. 31, montre un pivot normal de turbine et sa portée, exécutés par la même usine avec une fermeture à bayonnette et des grains en fonte. Dans ce cas, par conséquent, il y a glissement de fonte sur fonte et le résultat obtenu est très satisfaisant, autant que l'auteur peut le savoir.

Nous devons renoncer à donner ici de plus amples détails sur la construction des pivots de turbines et renvoyer nos lecteurs aux ouvrages spéciaux¹.

Les figures 219, pl. 32, représentent la crapaudine d'un *arbre de meule de moulin*. Le pivot, en acier trempé, tourne sur un grain en acier trempé que l'on fixe dans une cuvette en fonte en coulant du plomb autour de lui. Pour pouvoir régler avec précision la position de l'arbre, on fait reposer celui-ci dans la crapaudine dont 4 vis permettent de fixer la position. Il est de règle de donner au pivot inséré dans l'arbre vertical la forme d'un double cône symétrique, de façon que si l'un des bouts cesse d'être utilisable on puisse, en retournant le pivot, se servir de l'autre bout. On parvient facilement à extraire le pivot de l'arbre en enfonçant un coin dans le trou *a* de ce dernier.

Dans beaucoup de cas, surtout quand il s'agit de résister à des forces axiales dont la grandeur n'est pas considérable, on peut confier à une bague d'arrêt, ou bien à un collier mobile, l'office du pivot, voir à ce sujet la page 412, ainsi que les dispositifs mentionnés pages 257 et 258 et destinés à résister à la pression axiale des vis sans fin ; voir, en particulier, fig. 105, pl. 12.

Les figures 220, pl. 32, représentent un palier à cannelures dont l'axe est vertical et qui permet à l'arbre d'ajuster de lui-même sa position. Toute pression d'engrenage agissant sur

ainsi que le travail mécanique perdu par suite du glissement du piston de décharge sur sa garniture (à la vitesse circonférentielle de 1 m 75!) et employé pour la plus grande partie — dans le cas le plus favorable — à échauffer l'eau. Il n'est pas nécessaire d'expliquer, aux personnes ayant acquis une certaine expérience personnelle des travaux, qu'une réparation ou un remplacement de la garniture du cylindre de décharge, placé dans l'eau du canal de fuite, semble devoir présenter quelques difficultés, surtout si l'on considère l'embarras que doit causer le soulèvement de la turbine.

Voir, au sujet d'un système de décharge de pivot basé sur des principes plus rationnels, l'ouvrage déjà cité de l'auteur sur les turbines et les roues hydrauliques verticales.

¹ Voir les travaux de *J. C. Bernhard Lehmann* dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1879, p. 75 et suivantes, p. 121 et suivantes, 1881, p. 1 et suivantes. Voir aussi les p. 22 et suivantes du travail de *Reifer* mentionné dans la note précédente du présent ouvrage.

7 p. 113

l'arbre, ou toute autre force latérale est reçue par un palier à collets, qui se trouve au-dessous du palier à cannelures. Le corps du palier est garanti d'une manière convenable contre tout mouvement de rotation.

Les coquilles de coussinet se composent d'anneaux en bronze auxquels il faut accorder ici une attention toute spéciale. Le graissage s'opère par le haut, comme l'indiquent les lignes pointillées.

Les figures 221, pl. 31, montrent un double palier à cannelures dont l'axe est horizontal. Les paliers ordinaires à cannelures ont un inconvénient consistant dans l'impossibilité de corriger, au moyen d'appareils de réglage, le jeu produit par l'usure dans la direction de l'axe. De là résulte, quand la pression change de sens, c'est-à-dire quand l'arbre subit des pressions dirigées tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, un mouvement de progression de l'arbre en avant ou en arrière ou même — suivant les conditions du fonctionnement —

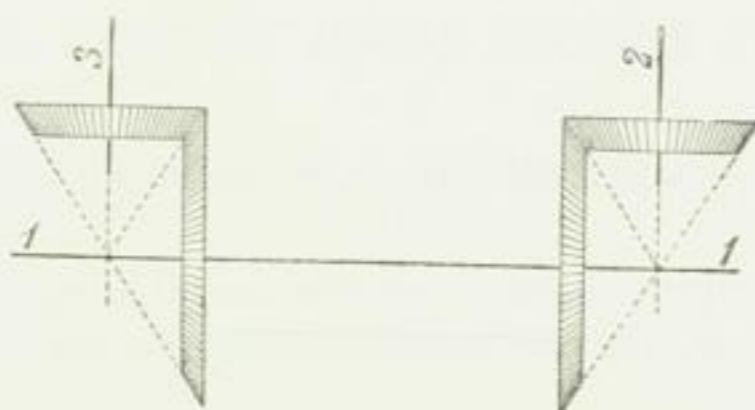


Fig. 337.

des chocs dirigés dans un sens ou dans l'autre. Si, par exemple, les deux arbres 2 et 3 de la figure 337 sont commandés par l'arbre 1, cet arbre ne subit aucune pression dans le sens de son axe si la force à transmettre est la même pour les deux paires de roues supposées exactement égales. Par contre, l'arbre 1 subit une pression résultante dirigée vers la gauche, si la résistance que doit vaincre la roue calée sur l'arbre 2 est plus grande que celle qui agit sur l'arbre 3; si la résistance de ce dernier arbre surpasse celle du précédent, la pression axiale de l'arbre 1 change de sens. Si maintenant la charge des arbres 2 et 3 varie alternativement, il doit en résulter un mouvement alternatif de l'arbre 1 dans un sens et dans l'autre. Si l'usure du palier à cannelures de l'arbre 1 est importante, si la charge des arbres 2 et 3 subit un changement rapide et considérable, les chocs qui en résultent peuvent avoir des effets très nuisibles, non seulement sur les arbres, les roues et les paliers mais aussi sur toute la fondation. C'est à un défaut de ce genre que le type de construction figure 221, pl. 31, doit son origine. *Ensrud*, ingénieur principal de l'usine de *Wülfel*, près *Hanovre*, l'a combiné et exécuté pour remplacer une commande, pourvue de paliers ordinaires à cannelures, qui présentait, dans une large mesure, les défauts signalés ci-dessus. Comme on peut le voir sur la figure, l'arbre possède deux paliers à cannelures, qui tous deux n'appuient que par leurs surfaces annulaires extérieures. Quand il s'est produit de l'usure, on peut supprimer le jeu qui en résulte en rapprochant l'un de l'autre les deux paliers guidés, à cet effet, par des languettes *a* dans le sens de leur axe et pourvus de deux tiges de tension *b* et *c*.

La partie inférieure du palier à cannelures est faite en forme de réservoir d'huile, de façon que les tourillons à cannelures baignent à moitié dans l'huile. Il en résulte une sécurité parfaite du graissage.

Avec cette disposition, l'effort axial doit être uniquement supporté par les coussinets supérieurs. Des presse-étoupes latéraux empêchent l'huile de s'échapper.

D'après ce qui précède, les paliers à cannelures ne sont destinés qu'à subir la pression axiale. Les forces radiales sont transmises, par le palier de charge d , à la fondation.

Ce système de construction est, sans contredit, assez coûteux, mais, au point de vue de son principe, il est d'un grand intérêt.

Les côtés faibles de l'établissement du tourillon à cannelures ont été traités en général p. 377 et suivantes, ainsi que les difficultés d'un graissage satisfaisant des pivots.

CHAPITRE V

ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR LE MOUVEMENT RECTILIGNE

A. CABLES, CHAINES, LEURS POULIES ET TAMBOURS

I. Câbles de chanvre, organes qui en dépendent.

Les câbles de chanvre pour transmissions et leurs poulies ont déjà été étudiés dans le quatrième chapitre, ce qui suit s'appliquera donc surtout aux câbles servant à élever des fardeaux.

1. Câbles.

Les mesures courantes des câbles de chanvre, qui se font à section ronde et plate, sont indiquées sur le tableau suivant :

Câbles de chanvre.

de la maison Felten et Guillaume, à Cologne-sur-Rhin.

Diamètres mm	Câbles ronds, non goudronnés				Câbles ronds, goudronnés			
	Chanvre peigné de Bade 1 ^{re} qualité		Chanvre de Russie ou du Rhin, 1 ^{re} qualité		Chanvre peigné de Bade 1 ^{re} qualité		Chanvre de Russie ou du Rhin, 1 ^{re} qualité	
	Poids du mètre courant kg	Charge de travail ¹ kg	Poids du mètre courant kg	Charge de travail ¹ kg	Poids du mètre courant kg	Charge de travail ¹ kg	Poids du mètre courant kg	Charge de travail ¹ kg
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
18	0,27	290	0,26	254	—	—	—	—
20	0,32	350	0,31	314	0,36	314	0,35	275
23	0,37	470	0,36	416	0,43	416	0,42	363
26	0,53	600	0,51	531	0,58	531	0,56	464
29	0,64	740	0,62	660	0,70	660	0,70	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,06	1340	1,03	1194	1,18	1194	1,15	1044
46	1,55	1870	1,50	1661	1,73	1661	1,68	1453
52	2,03	2390	1,97	2122	2,24	2122	2,18	1857

¹ D'après les indications de l'usine, cette charge est égale au huitième de la charge de rupture.

Câbles plats en chanvre de Manille de 1 ^{re} qualité, goudronnés									
Largeur en mm pour câbles en 4 aussières	Largeur en mm pour câbles en 6 aussières	Largeur en mm pour câbles en 8 aussières	Épaisseur en mm pour les 3 sortes de câbles	Poids du mètre courant en kg			Charge de rupture en kg		
				Pour les câbles en 4 aussières	Pour les câbles en 6 aussières	Pour les câbles en 8 aussières	Pour les câbles en 4 aussières	Pour les câbles en 6 aussières	Pour les câbles en 8 aussières
100	150	200	30	3,00	4,50	6,00	27000	40500	54000
110	165	220	34	3,85	5,80	7,70	33660	50490	67320
120	180	240	36	4,35	6,50	8,70	38880	58320	77760
130	195	260	40	5,35	8,00	10,70	46800	70200	93600
140	210	280	42	5,90	8,85	11,80	52920	79380	104640
150	225	300	46	7,00	10,50	14,00	60100	90150	120200
160	240	320	48	7,70	11,50	15,50	69120	103680	138240
170	255	340	50	8,35	12,50	16,70	76500	114750	153000
180	270	360	54	9,75	14,65	19,50	87480	131220	174960
190	285	380	58	11,00	16,50	22,00	99180	148500	198000
200	300	400	62	12,50	18,75	25,00	111600	167400	223200

Comme on peut le voir d'après le tableau de la page précédente, les câbles non goudronnés ont une résistance un peu supérieure à celle des câbles goudronnés ; de même les câbles en chanvre peigné de Bade ont plus de ténacité que ceux en chanvre peigné de Russie ; ces derniers, par contre, sont, actuellement, de 30 % moins chers.

Si l'on désigne par :

- P la charge admissible du câble en kg,
- d le diamètre du câble en cm,
- D le diamètre de la poulie à câble, mesuré de milieu en milieu du câble, en cm,
- δ le diamètre du tourillon de la poulie à câble, en cm,
- p le poids d'un mètre courant de câble en kg.

On a pour les câbles *non goudronnés, neufs* (n'ayant pas servi), sur les appareils ordinaires de levage :

$$P \leq 80 d^2, \text{ en supposant } D \geq 10 d, \quad (418)$$

ou, ce qui revient à peu près au même :

$$P \leq 1000 p. \quad (419)$$

Si D s'abaisse jusqu'à 7 d , la charge ne doit pas dépasser 60 d^2 ni 750 p . Voir, d'autre part, la formule 421.

Naturellement les câbles, lorsqu'on les enroule sur des tambours ou lorsqu'on les courbe sur des poulies, fatiguent d'autant plus que leur grosseur est plus grande, par rapport au diamètre d'enroulement.

Pour les câbles d'extraction des mines, on adopte ordinairement :

$$P = 60 d^2 \text{ à } 80 d^2$$

sans descendre alors avec D au-dessous de 50 d et 80 d .

¹ D'après des prescriptions antérieures de l'Administration supérieure des Mines à Dortmund, on avait en nombres ronds :

$$P \leq \begin{array}{ll} 80 d^2 & \text{pour des câbles d'aloès non goudronnés,} \\ 70 d^2 & \text{» } \text{ » goudronnés,} \\ 75 d^2 & \text{» de chanvre non goudronnés,} \\ 60 d^2 & \text{» } \text{ » goudronnés.} \end{array}$$

Le rapport entre la force K agissant sur la partie de câble tirante et la charge L agissant sur la partie de câble tirée, fig. 338 (poulie fixe), dépend de la résistance que présente le câble en s'enroulant et en se déroulant, et que l'on appelle raideur du câble, ainsi que du frottement sur les tourillons de l'axe de poulie. Les lois de la raideur n'ont pas encore été étudiées d'une manière satisfaisante. On est par suite obligé, pour apprécier cette raideur approximativement, de se reporter aux règles déduites des expériences de *Coulomb* et d'après lesquelles la raideur est proportionnelle au carré de la grosseur d et inversement proportionnelle à la première puissance de D , c'est-à-dire à peu près égale à $\zeta \frac{d^2}{D}$. Avec μ comme coefficient du frottement susdit des tourillons (fig. 338, les deux bouts du câble étant dirigés parallèlement), on pose ordinairement :

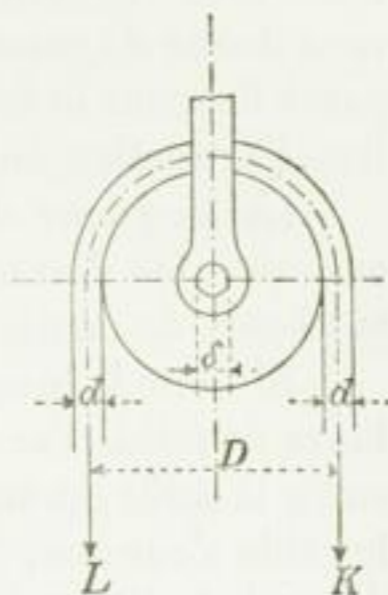


Fig. 338.

$$K \frac{D}{2} = L \left(1 + \zeta \frac{d^2}{D} \right) \frac{D}{2} + \mu (K + L) \frac{\delta}{2}$$

en admettant $\zeta = \frac{1}{8}$ à $\frac{1}{4}$. ζ paraît aussi dépendre particulièrement de la fabrication et de la matière du câble, ainsi que de l'état où il se trouve, suivant qu'il est neuf ou a déjà servi.

S'il s'agit de trouver le moment du frottement des tourillons, on peut introduire dans le calcul $K + L = \infty 2 L$, ce qui donne :

$$K = L \left(1 + \zeta \frac{d^2}{D} + 2 \mu \frac{\delta}{D} \right) \tag{420}$$

On arrive au même résultat si l'on considère l'action de la raideur du câble comme une augmentation du bras de levier de la charge atteignant une valeur z , ce qui donne :

$$K \frac{D}{2} = L \left(\frac{D}{2} + z \right) + \mu (K + L) \frac{\delta}{2}$$

et :

$$z = \frac{1}{16} d^2 \text{ à } \frac{1}{8} d^2.$$

2. Poulies et tambours.

En ce qui concerne la construction des poulies, nous devons encore insister sur la nécessité de donner, au diamètre D , au moins dix fois celui du câble, et plus quand cela est possible. Si malgré cela on trouve des poulies plus petites sur les palans, cela montre seulement que le besoin d'adopter des poulies aussi petites l'emporte sur la question de durée du câble. La figure 339 montre une poulie ordinaire fixée sur l'axe. Si elle est folle il est bon de lui donner un moyeu plus long, afin d'empêcher sa réforme prématurée. On se base, pour calculer les dimensions, sur la pression par unité de surface, qui ne doit pas dépasser 60 à 70 kg par centimètre carré de projection de la surface glissante.

La figure 222, pl. 33, représente le tambour à câble d'un treuil ordinaire. L'épaisseur de la jante, si l'on tient compte des conditions d'exécution, ne doit pas être inférieure à 10 ou 12 mm, et doit être déterminée par le calcul,



Fig. 339.

quand la longueur du tambour augmente, en raison du travail à la flexion et à la torsion. Pour éviter de faire travailler l'arbre du tambour à la torsion, on assemble directement la roue droite de commande au tambour au moyen des saillies a et des deux boulons b . La paroi formant le fond du tambour du côté gauche est percée d'ouvertures servant à faciliter l'extraction du noyau.

La longueur du tambour est déterminée par la longueur et la grosseur du câble à enrouler. On doit toujours, quand cela est possible, laisser quelques tours de câble sur le tambour, de manière à ne pas fatiguer beaucoup l'assemblage du câble avec le tambour.

Si toute la longueur du tambour doit être utilisée pour recevoir le câble, il faut que les tours de celui-ci se touchent mutuellement. Or, cela ne peut se faire que si l'angle compris entre le câble montant librement sur le tambour et la tangente à l'hélice, suivant laquelle le câble s'enroule, c'est-à-dire la déviation du câble, ne dépasse pas une certaine limite qui dépend de l'état du câble, de la surface de la poulie et de la tension du câble. Une trop grande valeur de cet angle peut même avoir pour résultat de faire monter le câble sur les parties déjà enroulées, quand il devrait se placer à côté d'elles. En cas de nécessité, il y a lieu d'installer une poulie spéciale pour conduire le câble au tambour, ou de réduire la longueur de ce dernier en y superposant plusieurs fois le câble sur lui-même.

Pour les ascenseurs dont le câble porte, à une extrémité, le plateau mobile et à l'autre le contre poids, de façon que la transmission de la force incombe au frottement produit à la circonférence de la poulie à câble, dont la forme est celle de la figure 339, on doit prendre $D > 32 d$ et, s'il se peut, pas inférieur à $40 d$, autrement la formule connue $S_1 = S_2 e^{\mu\omega}$ ¹ ne donne pas même des résultats à peu près exacts. Avec de très bon chanvre, on peut alors prendre :

$$P \leq 100 d^2 \quad (421)$$

Si, en se reportant à la figure 340, on désigne par :

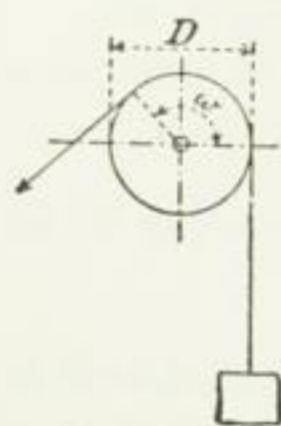


Fig. 340.

P_1 le poids du plateau mobile suspendu à un câble,

P_2 le poids de la plus grande charge suspendue au même câble,

P la grandeur du contre poids,

ω l'angle d'enroulement,

il faut, pour empêcher le glissement du câble sur la poulie, avoir :

a , si le plateau n'est pas chargé :

$$P \leq P_1 e^{\mu\omega}$$

b , s'il porte le maximum de charge :

$$P_1 + P_2 \leq P e^{\mu\omega}.$$

De là résulte :

$$e^{\mu\omega} \geq \frac{P_1 + P_2}{P_1}$$

$$\mu\omega \geq \frac{1}{2} \ln \left(1 + \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (422)$$

Ordinairement P_1 est compris entre $\frac{1}{2} P_2$ et $\frac{2}{3} P_2$.

¹ Cette formule résulte de l'égalité 263, p. 276, avec $v = 0$.

Avec $P_1 = \frac{1}{2} P_2$ on a :

$$\mu\omega \geq \frac{1}{2} \ln 3 = \approx 0,55.$$

Le maximum de valeur admissible pour P atteint :

$$P = P_1 e^{\mu\omega} = P_1 \sqrt{1 + \frac{P_2}{P_1}} \quad (423)$$

ou :

$$P = P_1 e^{0,55} = \approx \frac{7}{4} P_1.$$

Il y a par conséquent lieu de tenir compte des rapports 422 et 423, si le plateau du monte-charges ne doit pas se mouvoir mal à propos. On donne aussi aux poulies de ce genre, sur lesquelles le câble exerce un frottement, des gorges cunéiformes comme celle représentée fig. 249, p. 321, et étudiées p. 338 et suivantes.

Si le soulèvement du plateau s'opère au moyen d'une courroie en bon cuir noyau, on peut admettre une charge de 35 à 40 kg/cmq. On peut imposer à des sangles de chanvre, de 4 mm environ d'épaisseur, des charges de 70 à 80 kg/cmq, si l'épaisseur est de 6 à 8 mm les charges peuvent varier de 60 à 70 kg/cmq.

Les câbles plats en chanvre trouvent surtout leur emploi pour les machines d'extraction, dans les mines.

II. Câbles métalliques, organes qui en dépendent.

Les câbles métalliques pour transmission et leurs poulies ont été étudiés dans le quatrième chapitre, p. 315 et suivantes, aussi ce qui suit concerne-t-il principalement les câbles servant au levage des fardeaux.

1. Câbles métalliques.

On peut, au sujet de la constitution générale des câbles métalliques ronds ordinaires, se reporter à ce qui a été dit p. 315 à 316 et voir, au sujet de l'épreuve des fils métalliques, etc., les p. 51 et suivantes.

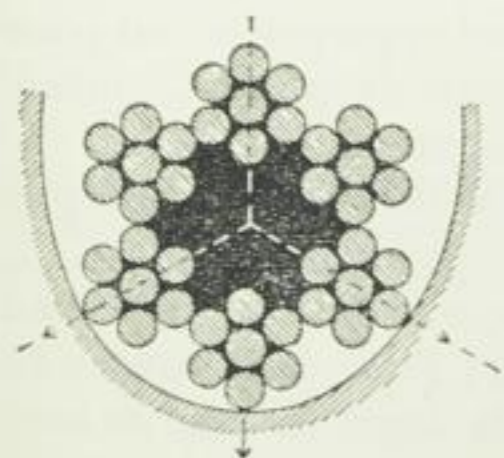


Fig. 341.

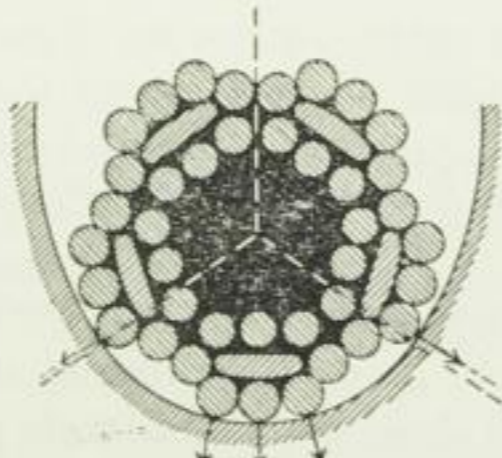


Fig. 342.

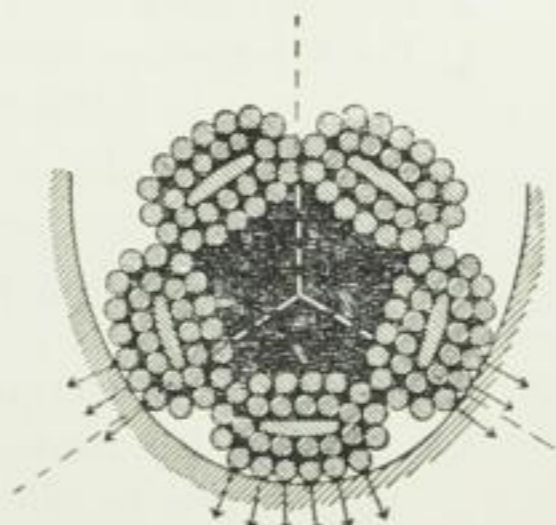


Fig. 343.

La maison *Felten et Guillaume*, à *Mulheim-sur-Rhin*, fabrique aussi, depuis peu, des câbles métalliques dits à « *torons plats* ». La figure 341 montre la forme d'un câble métallique ordinaire, formé de torons à section ronde. Avec ce câble la pression, tant qu'il ne s'est pas produit une usure importante, est transmise par trois fils. C'est donc à ces fils — et à ces endroits — que se limite d'abord l'usure extérieure, qui doit agir assez énergiquement. Les figures 342 et 343 représentent des câbles dont les divers torons, dits plats, ont une forme elliptique et un noyau aplati, autour duquel sont déposés les autres fils ronds de ces torons. On augmente ainsi le nombre des fils en contact avec la gorge de la poulie et, en même temps, les surfaces de contact. L'expérience devra se prononcer sur la valeur pratique de ce système de fabrication des câbles.

Un autre système nouveau de fabrication des câbles, dû à la maison que nous venons de citer, est celui du câble « *fermé* » breveté, fig. 344 et 345. Ses particularités sont :

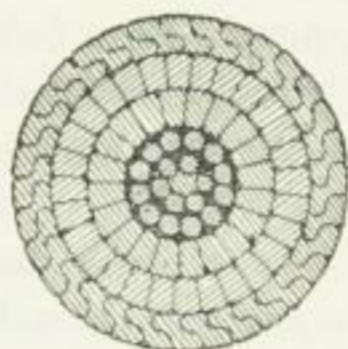


Fig. 344.

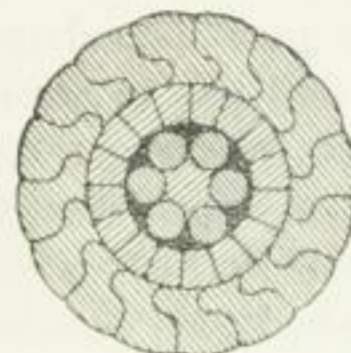


Fig. 345.

a. Disposition de tous les fils métalliques, par couches concentriques, autour d'un fil métallique servant d'âme.

b. Emploi des fils ronds exclusivement réservé aux couches intérieures. Aux fils ronds succèdent d'abord des fils ayant une section trapézoïdale (secteur d'anneau circulaire), puis des fils à section en forme d'**S**, qui se recouvrent mutuellement et produisent ainsi la « fermeture ».

c. Commission des fils métalliques par couches consécutives dirigées en sens contraires, c'est-à-dire successivement à droite et à gauche de manière à écarter autant que possible la tendance à se tordre du câble soumis à une traction.

d. Tension des fils métalliques de la couche extérieure de couverture (fils de couverture), supérieure pendant la confection du câble à celle des fils intérieurs.

Les avantages suivants sont attribués à ces câbles :

1. Ils ont, pour une même section totale des fils, un diamètre inférieur à celui des câbles ordinaires.
2. A résistance égale (à la rupture), l'absence d'une âme en chanvre les rend plus légers que les câbles ordinaires.
3. Leur surface lisse en rend l'usure plus régulière et moins rapide.
4. Les fils de couverture et le traitement des divers fils et des diverses couches de fils pendant la fabrication du câble, au moyen d'une graisse appropriée, ont pour effet, sans nuire à la flexibilité, de garantir les fils intérieurs de la rouille, même en présence des eaux acides qui se rencontrent dans les mines.
5. L'allongement et la torsion des câbles sous l'influence de la charge n'ont que peu d'importance.
6. Les fils de couverture étant plus tendus (voir *d*), c'est sur eux que se produisent d'abord les ruptures, que l'on peut facilement observer; l'état de la couche de couverture du câble assure donc la possibilité de juger du degré de sécurité avec lequel on peut encore faire usage du câble.

7. La forme en **S** des fils métalliques de couverture retient les extrémités de tout fil qui vient à se rompre.

Fabriqués avec des fils fins (fig. 344), les câbles fermés servent à l'élévation des fardeaux et à l'extraction des minerais; on les fait en gros fils (fig. 345) s'ils doivent servir de guides ou de voies dans les puits de mines ou sur les transporteurs aériens, de remorques, etc.

Les dimensions courantes des différents câbles, leur composition, etc., sont indiquées sur les tableaux suivants :

Câbles métalliques

de Felten et Guillaume, Carlswerk, à Mulheim-sur-Rhin.

Les nombres donnés pour les charges de rupture des câbles sont les sommes des charges de rupture des fils considérés isolément¹.

Câbles de treuils.

Diamètre du fil métallique	Diamètre du câble	Nombre des fils dans le câble	Nombre des âmes de chanvre dans le câble	Poids approximatif de 1 m de câble	Charge de rupture du câble en kg			Diamètre du fil métallique	Diamètre du câble	Nombre des fils dans le câble	Nombre des âmes de chanvre dans le câble	Poids approximatif de 1 m de câble	Charge de rupture du câble en kg				
					Quand le câble est en fil de fer recuit ou d'acier Bessemer		Quand le câble, en fil breveté, d'acier fondu possède une résistance à la traction de						Quand le câble est en fil de fer recuit ou d'acier Bessemer		Quand le câble, en fil breveté, d'acier fondu possède une résistance à la traction de		
					9000 kg	12000 kg	9000 kg						12000 kg	9000 kg	12000 kg		
1,0	7,0	24	1	0,20	755	1700	2260	1,2	8,0	24	1	0,28	1085	2440	3260		
	8,0	28	1	0,24	880	1980	2640		9,0	28	1	0,33	1270	2850	3810		
	8,5	35	1	0,30	1100	2475	3300		10,0	35	1	0,40	1585	3565	4760		
	9,0	42	1	0,34	1320	2970	3960		11,0	42	1	0,48	1900	4275	5700		
	10,0	42	7	0,37	1320	2970	3960		12,0	42	7	0,50	1900	4275	5700		
	11,0	49	1	0,40	1540	3465	4620		13,0	49	1	0,57	2215	4990	6650		
	12,0	49	8	0,42	1540	3465	4620		14,0	49	8	0,65	2215	4990	6650		
	13,0	56	8	0,48	1760	3960	5280		15,0	56	8	0,75	2530	5700	7590		

¹ Des expériences exécutées à la traction sur l'ensemble d'un câble démontrent — comme on peut s'y attendre — que la somme des charges de rupture des fils d'un câble est supérieure à la charge de rupture du câble tout entier; toutefois, la différence est peu importante quand le câble est bien fabriqué et n'est pas de matière trop dure. D'après les données numériques venues à la connaissance de l'auteur, la différence ne dépasse pas, ordinairement, 10 % et reste le plus souvent inférieure à cette proportion.

Câbles ronds, d'extraction.

Diamètre du fil métallique mm	Nombre des fils dans le câble	Nombre des âmes de chanvre dans le câble	Diamètre du câble mm	Poids approximatif de 1 m de câble kg	Charge de rupture du câble en kg				Diamètre du fil métallique mm	Nombre des fils dans le câble	Nombre des âmes de chanvre dans le câble	Diamètre du câble mm	Poids approximatif de 1 m de câble kg	Charge de rupture du câble en kg				
					En fer ou en acier Bessemer		En fil breveté d'acier fondu							En fer ou en acier Bessemer		En fil breveté d'acier fondu		
					Avec une résistance à la traction de													
				5500 kg	12000 kg	15000 kg	18000 kg					5500 kg	12000 kg	15000 kg	18000 kg			
1,4	36	7	13	0,55	3050	6600	8330	9900	2,5	36	7	24	1,70	9720	21200	26500	31800	
	42	1	13	0,65	3560	7760	9700	11640		42	1	24	2,00	11340	24730	30910	37100	
	42	7	14	0,65	3560	7760	9700	11640		42	7	26	2,05	11340	24730	30910	37100	
	49	1	14	0,75	4150	9050	11310	13580		49	1	26	2,35	13230	28850	36060	43280	
	49	8	17	0,80	4150	9050	11310	13580		49	8	30	2,45	13230	28850	36060	43280	
	56	8	18	0,95	4740	10340	12930	15510		56	8	32	2,90	15120	32970	41210	49460	
	84	1	19	1,30	7110	15510	19390	23260		84	1	34	4,10	22680	49460	61830	74200	
	96	7	21	1,40	8130	17730	22160	26590		96	7	37	4,45	25920	56520	70650	84780	
	114	1	23	1,70	9650	21060	26320	31590		114	1	40	5,30	30780	67150	83940	100780	
	133	1	25	2,00	11260	24570	30710	36850		133	1	44	6,20	35910	78340	97930	117500	
1,6	36	7	15	0,70	3980	8690	10860	13040	2,8	36	7	26	2,10	12190	26600	33250	39900	
	42	1	15	0,85	4640	10140	12670	15210		42	1	26	2,50	14220	31030	38790	46550	
	42	7	17	0,85	4640	10140	12670	15210		42	7	29	2,55	14220	31030	38790	46550	
	49	1	17	0,95	5420	11830	14790	17750		49	1	29	3,00	16500	36200	42250	51300	
	49	8	19	1,00	5420	11830	14790	17750		49	8	33	3,10	16590	36200	42250	51300	
	56	8	20	1,20	6190	13520	16900	20280		56	8	35	3,65	18960	41370	51710	62060	
	84	1	22	1,70	9290	20280	25350	30420		84	1	38	5,10	28440	62060	77580	93100	
	96	7	24	1,85	10620	23170	28960	34760		96	7	42	5,60	32500	70930	88660	106400	
	114	1	26	2,25	12610	27500	34380	41250		114	1	45	6,70	38610	84240	105300	126360	
	133	1	28	2,60	14710	32100	40120	48150		133	1	49	7,80	45040	98280	122850	147420	
1,8	36	7	17	0,90	5040	11000	13750	16500	3,1	36	7	29	2,55	14940	32610	40760	48920	
	42	1	17	1,05	5880	12820	16000	19230		42	1	29	3,05	17430	38050	47560	57080	
	42	7	19	1,05	5880	12820	16000	19230		42	7	32	3,10	17430	38050	47560	57080	
	49	1	19	1,25	6850	14960	18700	22440		49	1	32	3,60	20340	44390	55490	66590	
	49	8	21	1,30	6850	14960	18700	22440		49	8	37	3,75	20340	44390	55490	66590	
	56	8	23	1,50	7830	17100	21370	25650		56	8	40	4,45	23240	50730	63410	76100	
	84	1	25	2,10	11750	25660	32100	38490		84	1	42	6,25	34860	76100	95130	114150	
	96	7	27	2,30	13420	29320	36650	43980		96	7	47	6,85	39840	86970	108710	130460	
	114	1	29	2,75	15970	34800	43500	52200		114	1	50	8,20	47320	103250	129060	154880	
	133	1	31	3,25	18510	40600	50750	60900		133	1	55	9,60	55210	120560	150700	180840	
2,0	36	7	19	1,10	6220	13570	16960	20350	3,4	36	7	32	3,10	17980	39220	49030	58830	
	42	1	19	1,30	7250	15840	19800	23760		42	1	32	3,70	20980	45760	57200	68640	
	42	7	21	1,30	7250	15840	19800	23760		42	7	35	3,75	20980	45760	57200	68640	
	49	1	21	1,50	8460	18480	23100	27720		49	1	35	4,35	24480	53380	66730	80070	
	49	8	24	1,55	8460	18480	23100	27720		49	8	41	4,50	24480	53380	66730	80070	
	56	8	26	1,85	9670	21120	26400	31680		56	8	44	5,40	27970	61000	76250	91500	
	84	1	27	2,60	14500	31680	39600	47500		84	1	46	7,50	41960	91500	114380	137250	
	96	7	30	2,85	16570	36200	45250	54300		96	7	51	8,25	47950	104570	130710	156860	
	114	1	32	3,40	19700	42990	53730	64480		114	1	54	10,00	56930	124180	155220	186270	
	133	1	35	4,00	22960	50150	62690	75220		133	1	60	11,50	66320	144880	181100	217320	
2,2	36	7	21	1,30	7530	16420	20530	24630	3,4	162	1	59	13,00	67250	146730	183410	220100	
	42	1	21	1,55	8780	19170	23960	28750		180	1	64	13,80	74720	163000	203830	244590	
	42	7	23	1,60	8780	19170	23960	28750		3,4	36	7	32	3,10	17980	39220	49030	58830
	49	1	23	1,85	10240	22350	27940	33530			42	1	32	3,70	20980	45760	57200	68640
	49	8	26	1,90	10240	22350	27940	33530			42	7	35	3,75	20980	45760	57200	68640
	56	8	28	2,25	11700	25540	31930	38310			49	1	35	4,35	24480	53380	66730	80070
	84	1	30	3,15	17550	38310	47890	57470			49	8	41	4,50	24480	53380	66730	80070
	96	7	33	3,45	20060	43780	54730	65670			56	8	44	5,40	27970	61000	76250	91500
	114	1	35	4,10	23830	52000	65000	78000			84	1	46	7,50	41960	91500	114380	137250
	133	1	38	4,80	27800	60660	75830	90990			96	7	51	8,25	47950	104570	130710	156860
162	1	42	5,90	33870	73900	92380	110850	114	1		54	10,00	56930	124180	155220	186270		
180	1	45	7,00	37630	82100	102630	123150	133	1		60	11,50	66320	144880	181100	217320		

Câbles plats, d'extraction.

Câbles ordinaires.

Diamètre du fil métallique mm	Nombre des fils dans le câble	Largeur du câble mm	Épaisseur du câble mm	Poids approximatif de 1 m de câble kg	Charge de rupture du câble en kg				Diamètre du fil métallique mm	Diamètre du câble mm	Nombre des fils dans le câble	Poids approximatif de 1 m de câble kg	Charge de rupture du câble en kg		
					En fer ou en acier Bessemer	En fil breveté d'acier fondu							Quand le câble est en fil de fer recuit ou d'acier Bessemer	Quand le câble est en fil breveté d'acier fondu, avec une résistance à la traction de	
						Avec une résistance à la traction de								9000 kg	12000 kg
					5500 kg	12000 kg	15000 kg	18000 kg							
1,0	120	38	9	1,00	5200	11300	14100	16950	1,0	20	120	0,90	3770	8500	11300
	144	44	10	1,15	6240	13560	16950	20350		22	144	1,10	4520	10200	13560
	168	46	11	1,35	7280	15820	19800	23750		25	210	1,70	6600	14850	19800
	192	50	12	1,50	8320	18100	22600	27150		28	252	2,20	7900	17800	23700
1,2	120	46	11	1,35	7460	16300	20350	24450	1,2	24	120	1,40	5430	12220	16300
	144	51	12	1,65	8950	19560	24450	29350		27	144	2,00	6520	14670	19560
	168	55	13	1,90	10440	22820	28500	34200		31	210	3,00	9500	21380	28500
	192	60	14	2,30	11930	26080	32600	39100		35	252	3,60	11400	25650	34200
1,4	120	53	13	1,90	10160	22170	27700	33250	1,4	38	294	4,20	13300	29900	39000
	144	60	14	2,25	12190	26600	33250	39900		28	120	2,00	7390	16630	22170
	168	64	15	2,60	14220	31000	38750	46500		32	144	2,70	8870	19950	26610
	192	70	16	3,20	16250	35430	44300	53150		36	210	3,80	12930	29100	38800
1,6	120	61	15	2,50	13270	28950	36200	43450	1,6	40	252	4,70	15500	34900	46500
	144	68	16	2,90	15920	34800	43450	52200		45	294	5,50	18100	40700	54300
	168	73	17	3,40	18570	40600	50700	60900		32	120	2,50	9650	21700	28950
	192	80	18	4,00	21220	46300	57900	69500		36	144	3,40	11600	26100	34800
1,8	120	68	16	3,10	16800	36600	45750	54900	1,8	41	210	4,60	16900	37000	50700
	144	77	18	3,70	20150	43920	54900	65880		46	252	5,75	20300	45650	60900
	168	82	19	4,30	23510	51240	64050	76860		51	294	7,00	23650	53200	70950
	192	93	20	5,15	26870	58560	73200	87840		36	120	3,20	12200	27450	36600
	224	110	19	5,70	31350	68320	85400	102480		40	144	4,10	14640	32940	43920
	256	124	20	6,90	35830	78080	97600	117120		45	210	5,80	21350	48040	64050
2,0	288	135	24	7,70	40300	87840	109800	131760	2,0	51	252	7,30	25620	57650	76860
	320	150	25	8,50	44780	97600	122000	146400		57	294	9,00	29890	67250	89670
	120	76	18	3,80	20730	45240	56500	67860		40	120	3,90	15680	33930	45240
	144	85	20	4,55	24880	54300	67800	81450		45	144	4,80	18100	40720	54300
	168	91	22	5,30	29020	63350	79100	95000		51	210	7,00	26400	59400	79200
	192	104	23	6,35	33170	72400	90500	108600		57	252	8,70	31700	71300	95000
224	120	22	7,10	38700	84460	105600	126700	63	294	11,50	36950	83140	110850		
256	138	23	8,50	44230	96520	120650	144800								
288	150	26	9,50	49760	108580	135700	162870								
320	165	28	10,60	55300	120640	150800	180960								

Les câbles métalliques plats sont fabriqués avec des câbles ronds juxtaposés et réunis par une couture. Leur avantage consiste dans leur flexibilité plus grande, comparativement à celle des câbles ronds de même section. Ils ont, par contre, l'inconvénient que les divers câbles ont des coefficients d'extension inégaux et, par suite, subissent des efforts inégaux; il en résulte que l'axe du câble, primitivement droit, se transforme ordinairement en courbe. Cela donne lieu à une usure irrégulière et, par suite, à une diminution de la durée des câbles plats.

Câbles de monte-charges, en fil breveté d'acier fondu

*pour grands diamètres de tambours**pour petits diamètres de tambours*

Diamètre du tambour d'enroulement	Charge de rupture du câble	Diamètre du câble	Nombre des fils dans le câble		Diamètre des fils	Poids approximatif de 1 m de câble	Diamètre du tambour d'enroulement	Charge de rupture du câble	Diamètre du câble	Nombre des fils dans le câble		Diamètre des fils	Poids approximatif de 1 m de câble
			fil	mm						fil	mm		
500	3990	9	42	1,0	0,32	250	2300	9	96	0,5	0,18		
	4655	10	49	1,0	0,37		2880	10	120	0,5	0,23		
	6840	12	72	1,0	0,54		3460	11	144	0,5	0,27		
	7980	13	84	1,0	0,63		4030	12	168	0,5	0,32		
	9120	15	96	1,0	0,72		5040	13	210	0,5	0,39		
10830	16	114	1,0	0,86	6050	14	252	0,5	0,48				
550 à 600	4790	10	42	1,1	0,38	250 à 300	3260	10	96	0,6	0,25		
	5590	11	49	1,1	0,44		4080	12	120	0,6	0,32		
	8210	13	72	1,1	0,65		4900	13	144	0,6	0,39		
	9580	14	84	1,1	0,76		5710	14,5	168	0,6	0,45		
	10940	16	96	1,1	0,87		7140	16	210	0,6	0,58		
13000	17	114	1,1	1,03	8570	17,5	252	0,6	0,68				
650 à 700	5710	11	42	1,2	0,45	300 à 350	4410	13	96	0,7	0,34		
	6665	13	49	1,2	0,53		5520	15	120	0,7	0,44		
	9790	15	72	1,2	0,78		8625	16	144	0,7	0,53		
	11420	16	84	1,2	0,91		7730	17	168	0,7	0,62		
	13050	18	96	1,2	1,04		9660	18	210	0,7	0,77		
15500	19	114	1,2	1,13	11590	20	252	0,7	0,93				
750 à 800	6720	12	42	1,3	0,52	350 à 400	5760	14	96	0,8	0,44		
	7840	14	49	1,3	0,62		7200	16	120	0,8	0,58		
	11520	16	72	1,3	0,91		8640	17,5	144	0,8	0,69		
	13440	17	84	1,3	1,07		10080	19	168	0,8	0,81		
	15360	19	96	1,3	1,22		12600	20,5	210	0,8	1,01		
18240	20	114	1,3	1,45	15120	22	252	0,8	1,21				
900 à 1000	7770	13	42	1,4	0,62	400 à 450	7390	16	96	0,9	0,56		
	9060	15	49	1,4	0,72		9240	18	120	0,9	0,73		
	13320	17	72	1,4	1,06		11090	19	144	0,9	0,87		
	15540	19	84	1,4	1,23		12930	21	168	0,9	1,02		
	17760	21	96	1,4	1,41		16170	23	210	0,9	1,28		
21090	22	114	1,4	1,68	19400	25	252	0,9	1,53				
1000 à 1250	8900	14	42	1,5	0,71	450 à 500	9120	18	96	1,0	0,70		
	10390	16	49	1,5	0,83		11400	20	120	1,0	0,90		
	15260	19	72	1,5	1,22		13680	22	144	1,0	1,08		
	17810	20	84	1,5	1,42		15960	24	168	1,0	1,26		
	20350	22	96	1,5	1,62		19950	26	210	1,0	1,58		
24170	23	114	1,5	1,92	23940	28	252	1,0	1,89				
1250 à 1500	10120	15	42	1,6	0,81	500 à 600	13050	20	96	1,2	1,00		
	11810	17	49	1,6	0,94		16320	24	120	1,2	1,25		
	17350	20	72	1,6	1,38		19580	27	144	1,2	1,50		
	20245	21	84	1,6	1,61		22840	29	168	1,2	1,75		
	23140	23	96	1,6	1,84		28560	31	210	1,2	2,18		
27470	25	114	1,6	2,19	34270	35	252	1,2	2,62				

Câbles métalliques « à torons plats » (voir fig. 342 et 343, p. 1364).

T 473

1. Composés de 45 fils métalliques et de 1 âme en chanvre.

Diamètre mm	Poids approximatif du mètre kg	Diamètre des fils ronds mm	Charge de rupture ¹					Diamètre mm
			Fil d'acier Bessemer de 6000 à 7000 kg/cm ² kg	Fil breveté d'acier de 9000 à 10000 kg/cm ² kg	Fil breveté d'acier fondu			
					12000 à 13600 kg/cm ² kg	15000 à 16000 kg/cm ² kg	17000 à 19000 kg/cm ² kg	
8	0,28	0,80	1600	2100	2800	3400	3900	8
9	0,31	0,95	2000	2800	3600	4400	5100	9
10	0,38	1,05	2400	3400	4400	5400	6200	10
11	0,46	1,15	2900	4100	5300	6500	7500	11
12	0,55	1,25	3500	4900	6300	7700	8900	12
13	0,65	1,35	4100	5800	7500	9100	10600	13
14	0,75	1,45	4800	6700	8700	10700	12300	14
15	0,90	1,55	5500	7600	9900	12100	14000	15
16	1,05	1,65	6300	8800	11300	13900	16000	16
17	1,20	1,75	7100	9900	12800	15700	18100	17
18	1,35	1,85	7900	11000	14300	17500	20200	18
19	1,50	1,95	8800	12400	16000	19700	22700	19
20	1,65	2,05	9700	13700	17700	21700	25000	20
21	1,80	2,15	10700	15100	19400	23900	27500	21
22	1,95	2,25	11800	16500	21300	26100	30200	22
23	2,10	2,35	12900	18200	23400	28700	33200	23
24	2,30	2,45	14100	19700	25500	30700	36000	24
25	2,50	2,55	15300	21400	27600	33800	39000	25
26	2,70	2,65	16500	23000	29800	36500	42100	26
27	2,95	2,80	17800	25000	32300	39600	45600	27
28	3,15	2,90	19200	26800	34600	42400	48900	28
29	3,35	3,00	20600	28800	37100	45500	52400	29
30	3,55	3,10	22000	30700	39600	48600	56000	30
31	3,75	3,20	23500	32900	42500	52100	60000	31
32	4,00	3,30	25000	35000	45200	55400	63900	32
33	4,25	3,40	26600	37200	48000	58900	67900	33
34	4,50	3,50	28200	39500	50900	62400	72000	34
35	4,75	3,60	29900	41900	54100	66300	76500	35
36	5,00	3,70	31600	44300	57200	70100	80900	36
37	5,30	3,80	33400	46700	60400	74000	85300	37
38	5,60	3,90	35200	49300	63600	77900	89900	38
39	5,90	4,00	37100	52000	67200	82300	95000	39
40	6,25	4,10	39000	54700	70600	86500	99800	40

¹ Dans le calcul des nombres indiqués ci-dessus, la charge de rupture du câble est supposée, pour chaque sorte, la plus faible des résistances inscrites en haut du tableau comparatif. Par exemple, le câble de 16 mm en fil breveté d'acier fondu de 12 000 à 13 600 kg/cm² est mentionné avec une charge de rupture de 11 300 kg, ce qui correspond à 12 000 kg/cm². Cependant on pourrait aussi fournir le même câble, sans augmentation de prix, avec une charge de rupture de 12 800 kg, correspondant à une résistance de 13 600 kg/cm².

2. Composés de 115 fils métalliques et de 1 âme en chanvre.

Diamètre mm	Poids approximatif du mètre kg	Diamètre des fils ronds dans la couche extérieure mm	Charge de rupture					Diamètre mm
			Fil d'acier Bessemer de 6000 à 7000 kg/cm ² kg	Fil breveté d'acier de 9000 à 10000 kg/cm ² kg	Fil breveté, d'acier fondu			
					12000 à 13500 kg/cm ² kg	15000 à 16000 kg/cm ² kg	17500 à 19000 kg/cm ² kg	
8	0,28	0,65	1600	2300	3000	3700	4400	8
9	0,31	0,75	2000	2900	3800	4700	5400	9
10	0,38	0,80	2400	3600	4700	5900	6800	10
11	0,46	0,90	2900	4300	5600	7000	8100	11
12	0,55	0,95	3500	5100	6700	8300	9700	12
13	0,65	1,05	4100	5900	7800	9600	11200	13
14	0,75	1,15	4800	6900	9000	11200	13000	14
15	0,90	1,20	5500	7900	10400	12800	14900	15
16	1,05	1,30	6300	9000	11800	14700	17100	16
17	1,20	1,35	7100	10100	13300	16500	19200	17
18	1,35	1,45	7900	11300	14900	18500	21500	18
19	1,50	1,55	8800	12600	16600	20600	23900	19
20	1,65	1,60	9700	14000	18400	22900	26600	20
21	1,80	1,70	10700	15400	20200	25100	29200	21
22	1,95	1,75	11800	17000	22400	27700	32200	22
23	2,10	1,85	12900	18600	24500	30300	35200	23
24	2,30	1,95	14100	20400	26800	33300	38700	24
25	2,50	2,00	15300	22000	29000	35900	41700	25
26	2,70	2,10	16500	23800	31400	38900	45200	26
27	2,95	2,20	17800	25700	33800	41900	48700	27
28	3,15	2,25	19200	27600	36100	45100	52400	28
29	3,35	2,35	20600	29600	39000	48300	56100	29
30	3,55	2,40	22000	31700	41700	51700	60000	30
31	3,75	2,50	23500	33800	44400	55100	64000	31
32	4,00	2,60	25000	36000	47400	58800	68300	32
33	4,25	2,65	26600	38300	50400	62500	72500	33
34	4,50	2,75	28200	40600	53500	66400	77000	34
35	4,75	2,80	29900	43100	56700	70300	81700	35
36	5,00	2,90	31600	45500	59900	74300	86300	36
37	5,30	3,00	33400	48100	63300	78500	91100	37
38	5,60	3,05	35200	50800	66800	82900	96300	38
39	5,90	3,15	37100	53400	70300	87200	101300	39
40	6,25	3,25	39000	56500	74300	92200	107000	40

Voir p. 480.

La maison laisse à ses clients le soin de décider si, dans l'exécution du câble, on doit viser à obtenir le minimum ou le maximum de charge de rupture ; elle recommande, toutefois, d'adopter autant que possible les nombres les plus faibles, parce que l'on obtient ainsi le maximum de ténacité dont la matière est susceptible. Le choix des limites les plus élevées peut se justifier lorsqu'il s'agit surtout d'obtenir, avec un câble d'un poids aussi réduit que possible, une grande résistance à la rupture.

3. Composés de 140 fils métalliques et de 1 âme en chanvre.

Diamètre mm	Poids approximatif du mètre kg	Diamètre des fils ronds de la couche extérieure mm	Charge de rupture					Diamètre mm
			Fil d'acier Bessemer de 6000 à 7000 kg/cm ² kg	Fil breveté d'acier de 9000 à 10000 kg/cm ² kg	Fil breveté d'acier fondu			
					12000 à 13600 kg/cm ² kg	15000 à 16000 kg/cm ² kg	17500 à 19000 kg/cm ² kg	
8	0,28	0,50	1600	2200	2900	3600	4200	8
9	0,31	0,55	2000	2900	3800	4700	5400	9
10	0,38	0,60	2400	3500	4600	5700	6600	10
11	0,46	0,65	2900	4200	5500	6800	8000	11
12	0,55	0,75	3500	5000	6600	8200	9500	12
13	0,65	0,80	4100	5900	7800	9600	11200	13
14	0,75	0,85	4800	6900	9000	11200	13000	14
15	0,90	0,90	5500	7900	10400	12800	14800	15
16	1,05	0,95	6300	9000	11800	14600	16900	16
17	1,20	1,05	7100	10100	13200	16400	19000	17
18	1,35	1,10	7900	11300	14900	18400	21400	18
19	1,50	1,15	8800	12600	16600	20500	23800	19
20	1,65	1,20	9700	14000	18400	22700	26400	20
21	1,80	1,25	10700	15400	20200	25000	29000	21
22	1,95	1,35	11800	16900	22200	27500	31900	22
23	2,10	1,40	12900	18500	24200	30000	34800	23
24	2,30	1,45	14100	20100	26400	32600	37800	24
25	2,50	1,50	15300	21800	28600	35400	41000	25
26	2,70	1,55	16500	23600	31000	38400	44500	26
27	2,95	1,65	17800	25700	33700	41700	48300	27
28	3,15	1,70	19200	27600	36100	44600	51900	28
29	3,35	1,75	20600	29600	38800	48000	55700	29
30	3,55	1,80	22000	31600	41400	51200	59400	30
31	3,75	1,90	23500	33800	44300	54800	63600	31
32	4,00	1,95	25000	36000	47200	58300	67600	32
33	4,25	2,00	26600	38300	50100	62000	71900	33
34	4,50	2,05	28200	40600	53100	65700	76200	34
35	4,75	2,10	29900	43000	56100	69700	80900	35
36	5,00	2,20	31600	45400	59500	73600	85300	36
37	5,30	2,25	33400	48000	62900	77800	90200	37
38	5,60	2,30	35200	50500	66200	81800	94900	38
39	5,90	2,35	37100	53300	69800	86300	100100	39
40	6,25	2,40	39000	56000	73400	90800	105300	40

Voir les remarques relatives aux tableaux des pages 1276 et 1277.

Câbles métalliques fermés, brevetés.

1. Câbles de monte-charges et d'extraction (fig. 344, p. 1264).

T 474

Diamètre mm	Diamètre des poules au moins égal, s'il se peut, à m	Charge de rupture kg	Poids approximatif d'un mètre kg	Diamètre mm	Diamètre des poules au moins égal, s'il se peut, à m	Charge de rupture kg	Poids approximatif d'un mètre kg
13	2,00	13500	0,95	25	3,00	48900	3,40
14	2,00	15600	1,10	26	3,25	53100	3,70
15	2,00	17700	1,25	27	3,25	57200	4,00
16	2,00	19800	1,40	28	3,50	61400	4,30
17	2,25	22600	1,60	29	3,50	66100	4,60
18	2,25	25500	1,80	30	3,75	70800	4,90
19	2,25	28100	2,00	31	3,75	75500	5,20
20	2,50	31200	2,20	32	4,00	80200	5,50
21	2,50	34500	2,40	33	4,00	85400	5,85
22	2,75	38000	2,60	34	4,25	90600	6,20
23	2,75	41600	2,85	35	4,50	96300	6,60
24	3,00	45300	3,10				

Les charges de rupture indiquées supposent du fil d'acier fondu ayant une résistance à la traction de 12500kg/cm².

2. Câbles métalliques en gros fils (fig. 345, p. 474, voir aussi p. 475).

Diamètre mm	Charge de rupture kg	Poids approximatif d'un mètre kg	Diamètre mm	Charge de rupture kg	Poids approximatif d'un mètre kg
25	21 600	3,5	33	37 620	6,20
26	23 320	3,8	34	39 900	6,70
28 1/2	27 060	4,2	35	42 330	7,00
30	31 070	5,2	37	47 300	8,00
31 1/2	32 080	5,6	38	49 900	8,20
32	35 380	5,75	39	52 540	8,57

Les charges de rupture indiquées supposent de l'acier doux ayant une résistance à la traction de 5600 kg/cmq.

Câbles métalliques pour grues

de Th. et W. Smith, à Hambourg.

Matière : acier anglais fondu au creuset ($K_t = 13500 \text{ kg/cmq}$).

Type A, flexible. 6 torons de 12 fils chacun, 7 âmes en chanvre.					Type B, particulièrement flexible. 6 torons de 24 fils chacun, 7 âmes en chanvre.					Type C, tout particulièrement flexible 6 torons de 31 fils chacun, 7 âmes en chanvre.				
Diamètre du câble mm	Poids d'un mètre de câble kg	Diamètre du fil métallique mm	Charge de rupture kg	Diamètre mini- mum d'enrou- lement mm	Diamètre du câble mm	Poids d'un mètre de câble kg	Diamètre du fil métallique mm	Charge de rupture kg	Diamètre mini- mum d'enrou- lement mm	Diamètre du câble mm	Poids d'un mètre de câble kg	Diamètre du fil métallique mm	Charge de rupture kg	Diamètre mini- mum d'enrou- lement mm
8	0,17	0,53	2130	32	8	0,23	0,44	2950	26	8	0,21	0,38	2700	19
10	0,26	0,66	3300	49	10	0,35	0,55	4620	39	10	0,33	0,47	4170	29
12	0,38	0,80	4770	71	12	0,51	0,66	6650	57	12	0,47	0,57	6000	43
14	0,51	0,93	6500	96	14	0,69	0,78	9050	78	14	0,64	0,66	8450	58
16	0,66	1,06	8500	126	16	0,90	0,89	11900	102	16	0,83	0,76	10650	76
18	0,83	1,20	10650	160	18	1,13	1,00	14900	128	18	1,06	0,85	13450	96
20	1,00	1,33	13200	198	20	1,39	1,11	18500	158	20	1,29	0,95	16650	120
22	1,24	1,46	16000	238	22	1,69	1,22	22350	190	22	1,57	1,04	20100	145
24	1,49	1,60	19050	285	24	2,00	1,33	26600	228	24	1,86	1,14	23900	174
26	1,74	1,73	22350	335	26	2,36	1,44	31200	266	26	2,19	1,23	28000	200
28	2,00	1,86	25900	387	28	2,73	1,55	36000	310	28	2,53	1,33	32500	234
30	2,31	2,00	29700	445	30	3,13	1,66	41600	355	30	2,91	1,42	37600	265
32	2,63	2,13	33780	510	32	3,58	1,78	47200	405	32	3,30	1,52	42700	305
34	2,98	2,26	38100	570	34	4,00	1,88	53300	455	34	3,72	1,62	48200	345
36	3,33	2,40	42700	635	36	4,52	2,00	60000	510	36	4,22	1,71	53900	386
38	3,75	2,53	47750	700	38	5,00	2,11	66500	570	38	4,67	1,81	60000	427
40	4,10	2,66	52800	785	40	5,58	2,22	74100	635	40	5,21	1,90	66000	477
42	4,52	2,80	58400	875	42	6,10	2,32	81300	700	42	5,71	2,00	73100	525
44	4,96	2,93	64000	952	44	6,70	2,45	89400	760	44	6,20	2,11	80300	570
46	5,46	3,06	70100	1040	46	7,32	2,55	97500	840	46	6,82	2,22	88400	625
48	5,96	3,20	76200	1145	48	8,00	2,66	106700	915	48	7,44	2,33	95500	685

Matière : fil d'acier anglais à charrues ($K_t = 18\ 000\text{ kg/cm}^2$).

Type D, flexible. 6 torons de 10 fils chacun 1 âme en chanvre					Type E, particulièrement flexible 6 torons de 31 fils chacun 1 âme en chanvre					Type F, tout particulièrement flexible 6 torons de 37 fils chacun 1 âme en chanvre				
Diamètre du câble mm	Poids d'un mètre de câble kg	Diamètre du fil métallique mm	Charge de rupture kg	Diamètre mini- mum d'enrou- lement mm	Diamètre du câble mm	Poids d'un mètre de câble kg	Diamètre du fil métallique mm	Charge de rupture kg	Diamètre mini- mum d'enrou- lement mm	Diamètre du câble mm	Poids d'un mètre de câble kg	Diamètre du fil métallique mm	Charge de rupture kg	Diamètre mini- mum d'enrou- lement mm
8	0,24	0,53	4270	51	8	0,24	0,44 0,29	4270	38	8	0,24	0,38	4270	26
9	0,30	0,60	5380	63	9	0,30	0,50 0,33	5380	48	9	0,30	0,42	5380	32
10	0,38	0,66	6600	79	10	0,38	0,55 0,36	6600	60	10	0,38	0,47	6600	40
11	0,45	0,73	8130	97	11	0,45	0,61 0,40	8130	72	11	0,45	0,52	8130	49
12	0,52	0,80	9650	114	12	0,52	0,66 0,44	9650	87	12	0,52	0,57	9650	57
13	0,62	0,86	11900	135	13	0,62	0,72 0,48	11900	100	13	0,62	0,62	11900	67
14	0,72	0,93	13000	155	14	0,72	0,78 0,52	13000	117	14	0,72	0,66	13000	77
15	0,82	1,00	15000	177	15	0,82	0,83 0,55	15000	135	15	0,82	0,71	15000	89
16	0,95	1,06	17000	205	16	0,95	0,89 0,60	17000	152	16	0,95	0,76	17000	103
17	1,07	1,13	19300	230	17	1,07	0,94 0,62	19300	173	17	1,07	0,80	19300	115
18	1,19	1,20	21600	255	18	1,19	1,00 0,66	21600	193	18	1,19	0,85	21600	128
19	1,32	1,26	23900	285	19	1,32	1,05 0,70	23900	214	19	1,32	0,90	23900	142
20	1,47	1,33	26400	315	20	1,47	1,11 0,74	26400	240	20	1,47	0,95	26400	158
21	1,62	1,40	29500	348	21	1,62	1,16 0,77	29500	263	21	1,62	1,00	29500	174
22	1,79	1,46	32000	380	22	1,79	1,22 0,81	32000	287	22	1,79	1,04	32000	190
23	1,94	1,53	35000	415	23	1,94	1,27 0,84	35000	313	23	1,94	1,09	35000	208
24	2,11	1,60	38600	460	24	2,11	1,33 0,88	38600	342	24	2,11	1,14	38600	228
26	2,43	1,73	44700	535	26	2,43	1,44 0,96	44700	400	26	2,43	1,23	44700	267
28	2,86	1,86	51800	625	28	2,86	1,55 1,03	51800	465	28	2,86	1,33	51800	313
30	3,28	2,00	60000	710	30	3,28	1,66 1,10	60000	535	30	3,28	1,42	60000	350
32	3,72	2,13	68100	815	32	3,72	1,78 1,18	68100	610	32	3,72	1,52	68100	408
34	4,22	2,26	76200	915	34	4,22	1,88 1,25	76200	685	34	4,22	1,62	76200	460
36	4,72	2,40	86300	1030	36	4,72	2,00 1,33	86300	775	36	4,72	1,71	86300	515
38	5,21	2,53	95500	1145	38	5,21	2,11 1,40	95500	865	38	5,21	1,81	95500	573
40	5,83	2,66	106700	1270	40	5,83	2,22 1,48	106700	885	40	5,83	1,90	106700	635
42	6,45	2,80	116800	1400	42	6,45	2,33 1,54	116800	1050	42	6,45	2,00	116800	700
44	7,07	2,93	127500	1525	44	7,07	2,44 1,63	127500	1150	44	7,07	2,11	127500	765
46	7,69	3,06	139000	1675	46	7,69	2,55 1,79	139000	1260	46	7,69	2,22	139000	840
48	8,44	3,20	152000	1830	48	8,44	2,66 1,87	152000	1375	48	8,44	2,33	152000	915

Le calcul des câbles s'opère conformément aux explications des pages 327 et suivantes.
Si l'on désigne par :

- T la force de traction en kg qui agit sur le câble à l'endroit où la section subit le plus de fatigue,
- D le diamètre de la poulie du câble en cm,
- d le diamètre du câble en cm,
- δ le diamètre en cm des fils du câble, qui sont supposés ronds et de même grosseur,
- n le nombre des fils du câble,
- α le coefficient d'allongement de la matière du câble (ce coefficient est notablement inférieur à celui du câble tout entier; voir, entre autres choses, les remarques en bas des pages 320 et 329, ou les expériences de l'auteur, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1887, p. 241 et suivantes),

on a pour l'effort total :

$$\frac{T}{n \frac{\pi}{4} \delta^2} + \frac{3}{8} \frac{1}{\alpha} \frac{\delta}{D} \leq k_t$$

et avec la valeur $\alpha = \frac{1}{2 \ 150 \ 000}$ en nombre rond :

$$\frac{T}{n \frac{\pi}{4} \delta^2} + 800 \ 000 \frac{\delta}{D} \leq k_t \quad (424)$$

En supposant un câble convenablement fabriqué avec une très bonne matière possédant, surtout, une ténacité suffisante (voir p. 52), on prendra comme effort admissible k_t

pour des câbles en fil de fer jusqu'à 1500 kg au plus,
 » » d'acier fondu jusqu'à 2000 kg au plus,

s'il s'agit de transporter des êtres humains,

pour des câbles en fil d'acier fondu jusqu'à 3000 kg au plus,

lorsqu'il s'agit de charges inanimées et que le maximum de charge est élevé rarement et avec la prudence nécessaire.

Quand cela est possible, on reste au-dessous de ces efforts et cela est surtout nécessaire quand on ne peut éviter que le câble soit alternativement infléchi dans un sens et dans l'autre (voir la note au bas de la page 306). En présence des tendances actuelles à dépasser encore les valeurs indiquées ci-dessus, il y a lieu de faire observer que ces efforts dépassent déjà, en général, les plus grandes valeurs considérées comme admissibles au point de vue de la fatigue des matières, ce qui semble d'autant plus important que, d'ordinaire, on pose seulement, pour la force de traction T , la charge statique du câble, en négligeant l'accroissement de fatigue occasionné par le soulèvement de cette charge (accélération des masses à élever) ¹.

Pour les puits de mines très profonds on va, quand on y est forcé par les circonstances, encore au delà des efforts indiqués ; mais on est alors tenu, à plus forte raison, d'employer une matière aussi parfaite que possible et de veiller à ce que l'emploi de diamètres suffisants, pour les poulies et tambours, permette de ménager le câble autant que cela peut se faire (voir ce qui est dit des câbles dans la note 2 placée au bas des pages 485 et suivantes).

Le diamètre des poulies et tambours doit être aussi grand que possible.

Pour des câbles d'extraction on cherche, quand on le peut, à obtenir :

$$D \geq 1000 \delta \text{ ou } \delta \leq \frac{D}{1000} \quad (425)$$

on ne descend à $D = 500 \delta$ que si l'on y est forcé. A diamètre égal de fil métallique δ , il est avantageux de prendre D d'autant plus grand que la grosseur d du câble est plus considérable et que le câble est moins flexible en raison de sa fabrication. On cherche en conséquence — tout en tenant compte de la relation 425 — à conserver D supérieur à $100 d$ et l'on ne descend à $70 d$ que si l'on est forcé de le faire.

¹ Pour juger la valeur des installations exécutées et qui, ayant été calculées pour des charges très considérables, fonctionnent avec des valeurs de k_t notablement exagérées et donnent cependant de bons résultats, on ne doit jamais manquer de se demander si cette charge excessive est réellement élevée par le câble et, le cas échéant, si elle l'est souvent.

Pour les câbles ordinaires (p. 477), *Felten et Guillaume* indiquent :

$$D \geq 400 \delta$$

Pour les câbles de monte-charges (p. 478), on adopte :

$$D \geq 500 \delta$$

et l'on descend jusqu'à $D = 18 d$.

Pour les câbles de grues (p. 482 et 483), on prend quelquefois D encore plus petit, il convient toutefois, malgré la flexibilité extraordinaire de ces câbles (du moins quand le câble travaille beaucoup et subit plusieurs déviations), de ne pas descendre avec D aussi bas que la maison Th. et W. Smith l'indique sur ses prix courants (p. 482 et 483).

Pour des câbles exposés à une forte usure, il ne faut pas adopter des fils trop minces. S'ils sont exposés aux influences du temps ou à l'action des eaux acides de puits de mines, il y a lieu d'employer des fils galvanisés ou plombés; en tous cas, s'ils sont exposés à la dernière influence mentionnée ci-dessus, on ne doit pas les prendre de diamètre trop faible. En ce qui concerne le graissage, on doit tenir compte de l'observation faite page 316.

Si, dans le cas d'un câble vertical, on désigne par :

P le poids à élever,

l la plus grande longueur, en mètres, de la partie du câble suspendue verticalement, l'effort maximum est :

$$T = P + pl = P + \beta n \delta^2 l \quad (426)$$

formule dans laquelle, approximativement :

$$\beta = 0,75 \text{ à } 0,8$$

Pour un câble d'extraction, quand la profondeur est grande, la fatigue due au poids pl , du câble lui-même, devient très importante et dépasse plusieurs fois celle qui provient de la charge P à élever. Il résulte de là que le câble *prismatique* subit, à l'endroit où il quitte le tambour (la molette), toute la fatigue à laquelle il est exposé, tandis qu'une fraction seulement de sa résistance est utilisée à l'endroit où il est relié à la charge. Le câble pourrait donc être plus faible en bas qu'en haut; en réalité, on devrait le fabriquer sous forme de solide d'égale résistance (égalité 14, p. 8) en réduisant graduellement, depuis le haut jusqu'en bas, le nombre des fils de ce câble, ou en conservant le nombre des fils métalliques, mais en réduisant leur diamètre depuis le haut jusqu'au bas. Ce dernier mode de fabrication du câble est préférable, aussi est-il, en réalité, fréquemment appliqué lorsqu'il s'agit de puits profonds².

¹ Voir, par exemple, les installations décrites dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 710 et suivantes, avec $\delta = 1 \text{ mm}$, $n = 373 \text{ mm}$, $d = 35 \text{ mm}$, $D = 450 \text{ à } 550 \text{ mm}$, 1887, p. 371 et suivantes: même câble avec $D = 650 \text{ mm}$.

² Voir, par exemple, à ce sujet, les rapports de *C. Habermann* dans l'*Oesterreichische Zeitschrift für Berg und Hüttenwesen*, 1890, p. 403 et suivantes, 1895, p. 193 et suivantes. Les câbles du puits Kaiser-Franz-Josef, de l'exploitation principale à Příbram, cités en première ligne dans le dernier de ces articles, sont des câbles ronds, réduits, de 1250 m de longueur, et se composent chacun de 48 fils métalliques (« acier extra, fondu au creuset »), ayant une résistance de 18 000 kg/cmq. Dans les 300 mètres supérieurs les fils ont un diamètre de 2,5 mm, puis viennent des parties de câble de 200 m de longueur en fil de 2,4, 2,3 et 2,2 mm, puis enfin une partie en fil de 2,1 mm. Le diamètre des câbles atteint 29,5 mm en haut; il est de 23,5 mm en bas. Dans le but d'obtenir une flexibilité aussi grande que possible, les âmes des 8 torons (de 6 fils chacun) n'ont pas été faites en fil métallique mais en chanvre. D'après le rapport d'*Habermann*, ces câbles, dans les conditions de charge indiquées ci-après, se sont bien comportés avec $D = 3800 \text{ mm}$,

2. Poulies et tambours.

Les gorges des poulies peuvent recevoir la forme indiquée figure 346. Il n'est pas utile de les garnir, mais elles doivent être tournées avec soin. On leur donne une profon-

leur durée de service ayant été de 36,6 mois, en moyenne, et leur rendement moyen ayant atteint 87 395 millions de kilogrammètres environ.

Charge du câble provenant de la cage	1100 kg	1100 kg
» » des wagons	600 »	
» » du maximum de charge	2000 »	des hommes 840 »
	Total	Total
	3700 kg	1940 kg
Poids du câble lui-même	2439 »	2439 »
	Total	Total
	6139 kg	4379 kg.

Section des fils à la partie supérieure :

$$48 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,25^2 = 2,3562 \text{ cmq.}$$

à la partie inférieure :

$$48 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,21^2 = 1,6625 \text{ cmq.}$$

La tension est donc :

1. Pendant le soulèvement du maximum de charge :

à la partie supérieure

$$\tau' = \frac{6139}{2,3562} = 2605 \text{ kg/cmq.}$$

à la partie inférieure

$$\frac{3700}{1,6625} = 2226 \text{ kg/cmq.}$$

2. Pendant l'ascension des hommes :

à la partie supérieure

$$\tau'' = \frac{4379}{2,3562} = 1858 \text{ kg/cmq.}$$

à la partie inférieure

$$\frac{1940}{1,6625} = 1167 \text{ kg/cmq.}$$

A ces valeurs s'ajoute l'effort à la flexion, pour lequel la formule 424 donne :

à la partie supérieure

$$800\,000 \frac{2,5}{3800} = 526 \text{ kg/cmq.}$$

à la partie inférieure

$$800\,000 \frac{2,1}{3800} = 442 \text{ kg/cmq.}$$

On obtient donc, pour l'effort total :

1. Pendant le soulèvement du maximum de charge :

à la partie supérieure du câble

$$2605 + 526 = 3131 \text{ kg/cmq.}$$

à la partie inférieure du câble

$$2226 + 442 = 2668 \text{ kg/cmq.}$$

1,6625

deur égale à $2\frac{1}{2}$ à 3 fois le diamètre du câble, de manière à empêcher sûrement ce dernier de quitter la gorge. Pour ménager le câble on doit laisser un peu de jeu entre lui et la partie du fond de la gorge qui l'entoure, il faut en outre éviter tout angle vif avec lequel le câble pourrait se trouver en contact.

Pour les autres détails de construction, il y a lieu de consulter les pages 337 et suivantes. Nous n'avons à examiner ici que l'influence des variations de vitesse du câble d'extraction.

Plus la poulie contient de force vive emmagasinée, plus le glissement entre elle et le câble doit être grand et plus le câble doit s'user quand sa vitesse vient à changer. Il résulte de là que le moment d'inertie et, par conséquent, le poids de la poulie, doivent être réduits autant que possible.

Pour assurer le bon enroulement du câble, on doit écarter les axes des tambours et poulies de 25 à 30 fois, au moins, la longueur du tambour; au besoin on doit rendre la poulie mobile dans le sens de son axe en faisant, autant qu'il le faut, les tourillons de cet axe plus longs que leurs coussinets.

C'est dans les ouvrages spéciaux sur les monte-charges et particulièrement sur les machines d'extraction qu'il y a lieu de chercher de plus amples détails sur les tambours et molettes de machines d'extraction, que l'on garnit souvent de bois afin de ménager les câbles.

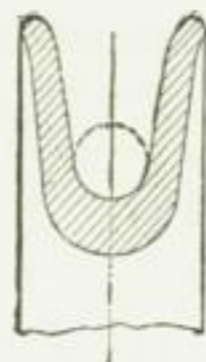


Fig. 346.

III. Chaines, poulies, tambours et crochets de chaines.

1. Chaines.

Les figures 347 et 348 montrent la forme des chaines ordinaires. La figure 347 représente la chaîne à *maillons courts* et la figure 348 la chaîne à *maillons longs*. La première est

2. Pendant l'ascension des hommes :

$$1858 + 526 = 2384 \text{ kg/cmq.}$$

$$1167 + 442 = 1609 \text{ kg/cmq.}$$

En service courant l'effort paraît avoir été un peu réduit (on trouve à un autre endroit, p. 194, colonne de droite) :

pour le soulèvement des charges

$$\tau' = 2488 \text{ kg/cmq.}$$

pour l'ascension des hommes

$$\tau'' = 1741 \text{ kg/cmq.}$$

ce qui correspond à un effort total de :

$$2488 + 526 = 3014 \text{ kg/cmq.}$$

$$1741 + 442 = 2183 \text{ kg/cmq.}$$

Le rapporteur calcule l'effort à la flexion au moyen de $\alpha = \frac{1}{3\,000\,000}$ (voir à ce sujet la page 38, colonne des valeurs d' α , ainsi que les pages 318 — 327 et suivantes) et obtient :

$$3\,000\,000 \frac{2,5}{3800} = 1974 \text{ kg/cmq.}$$

Il retranche ensuite cette valeur de la résistance du fil = 18000 kg/cmq et désigne le quotient :

$$\frac{18\,000 - 1974}{2488} = 6,44$$

sous le nom de degré de sécurité pour l'ascension des charges et :

$$\frac{18\,000 - 1974}{1741} = 9,2$$

sous le nom de degré de sécurité pour l'ascension des hommes. Il n'est pas besoin d'insister — sans parler d'autres points — sur les risques d'une semblable évaluation de la sécurité réelle. L'atténuation que l'on peut trouver dans ce fait que α est introduit avec une valeur trop petite ne me paraît pas importante.

plus mobile et travaille moins à la flexion (fig. 349)¹ quand on l'enroule sur un tambour ou quand on la fait passer sur une poulie ; elle est, par contre, plus chère que la dernière.

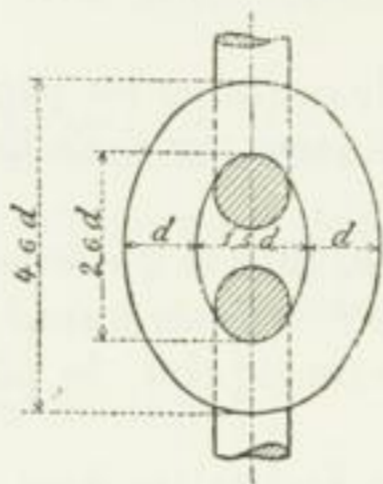


Fig. 347.



Fig. 348.

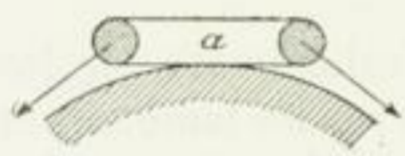


Fig. 349.

Les maillons courts trouvent leur emploi quand il est nécessaire de faire passer la chaîne sur de petites poulies ou de l'enrouler sur de petits tambours, les maillons longs conviennent quand le prix de la chaîne passe en première ligne et quand les qualités de mobilité n'ont qu'une importance secondaire.

On augmente la résistance des chaînes en ajoutant un étançon dans le sens du petit axe. On obtient ainsi la *chaîne étançonée*, fig. 350, dont les maillons, moins sujets à s'embrouiller, lui font donner la préférence comme chaîne d'ancre.

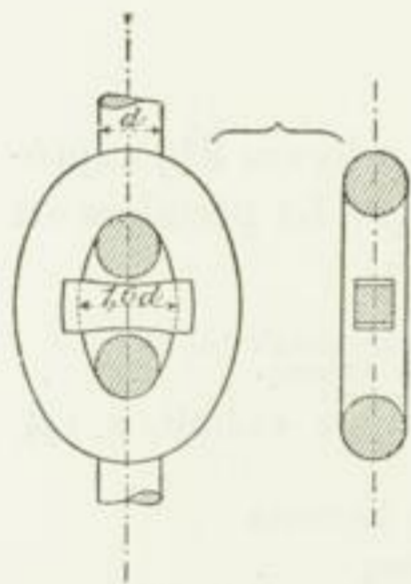


Fig. 350.

Au sujet de la *fabrication, de l'épreuve et de la charge des chaînes*, la *Gutehoffnungshütte, Société anonyme pour l'exploitation des mines et forges d'Oberhausen*, fournit les renseignements qui suivent :

« Pour fabriquer des chaînes minces, dont les maillons ont une force de 6 à 18^{mm}, le fer livré par le laminoir au diamètre convenable est tracé et tranché sur l'enclume au moyen d'une jauge fixe. Le fer ainsi amené à la longueur voulue est courbé à chaud suivant la forme figure 351, on étire ensuite les bouts comme on le voit sur la figure 352, et dans la même chaude, après avoir rattaché le maillon à un autre précédemment fabriqué, on lui donne sa forme définitive 353. C'est alors qu'a lieu la soudure dont l'exécution doit être surveillée avec un soin tout particulier, puisqu'une chaîne peut perdre toute sa valeur à cause d'un



Fig. 351.



Fig. 352.



Fig. 353.

¹ Pour diminuer le travail à la flexion et permettre l'emploi de poulies et tambours de petit diamètre, *C. Hoppe* donne aux maillons de chaînes (à tous ces maillons ou seulement à ceux qui se posent à plat), une forme capable de reporter leur point d'appui du centre *a* vers les extrémités. Dans le brevet allemand n° 48 417, du 23 décembre 1888, *Hoppe* s'est efforcé d'obtenir ce résultat en aplatissant les maillons au milieu, tandis que d'après le brevet allemand n° 50 144, du même jour, il dispose des saillies vers les extrémités de ces maillons.

seul défaut de soudure. Le mode de soudure qui vient d'être indiqué, et que l'on emploie ordinairement pour toutes les chaînes minces, s'appelle soudure en tête ¹, pour le distinguer de la soudure latérale particulièrement appliquée à l'exécution des grosses chaînes.

Les grosses chaînes se font en coupant d'abord la barre de fer en biseau, à l'aide d'une cisaille à vapeur et en donnant à chaud, aux tronçons, la forme convenable, fig. 354 et 355. Après la jonction au maillon précédent, a lieu la soudure qui se fait toujours sur le côté comme il est dit ci-dessus.

Quand on a obtenu une chaîne de la longueur désirée ou d'une longueur un peu plus grande, on procède à l'épreuve pour laquelle on dispose d'une machine hydraulique de 30^m de longueur, établie d'après les prescriptions de la marine impériale allemande.

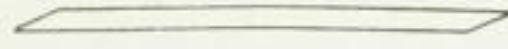


Fig. 354.



Fig. 355.

On coupe de 3 à 5 maillons d'un bout quelconque de la chaîne et on éprouve séparément leur résistance à la traction en les rompant. Les moindres efforts auxquels les chaînes doivent résister sont indiqués sur les tableaux des pages 490 et 491.

Si la chaîne a satisfait à la condition imposée, on la soumet dans toute sa longueur à la charge d'épreuve indiquée sur les tableaux. Les grandes chaînes sont toujours éprouvées par longueurs de 25^m. Sous la charge d'épreuve la chaîne ne doit subir aucune déformation *persistante* notable.

Avant l'épreuve, on vérifie au moyen de calibres précis les diverses dimensions des chaînes ajustées, chaque maillon est exactement mesuré et retouché de manière à correspondre à la mesure qui lui convient.

Jusqu'à 14^{mm} de grosseur de maillon, les chaînes sont ordinairement faites par un seul forgeron sans frappeur, celles de 14 à 33^{mm} avec un et celles au-dessus de 33^{mm} avec deux frappeurs. La production d'un ouvrier varie entre 5 et 10^m par journée de 10 heures.

On emploie principalement :

- I. Les chaînes à maillons courts, sans étançons, de grues et de palans,
- II. » » longs, » , de bateaux à vapeur,
- III. » d'ancres, à étançons,
- IV. » de bouées, sans étançons,
- V. » d'élevateurs, sans étançons.

La forme des maillons varie pour ces divers emplois. Les nombres suivants indiquent le rapport qui existe entre la longueur, la largeur et la grosseur des maillons.

Chaînes	I	longueur	4,6 d,	largeur	3,4 d,
»	II	»	6 d,	»	3,4 d,
»	III	»	6 d,	»	3,6 d,
»	IV	»	10 d,	»	5,5 d,
»	V	»	3,5 d,	»	3,5 d.

De même que les dimensions, la charge admissible varie suivant l'emploi ; c'est ainsi qu'elle atteint, par exemple, pour les chaînes de grues, environ 636 kg, pour les chaînes

¹ La durée d'une chaîne de ce genre peut (voir *Hartung, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 879) être considérablement augmentée si l'on a soin, pendant la fabrication, de mettre en contact les parties dures soudées (en tête) avec de semblables parties soudées et les parties douces, courbées, exclusivement avec d'autres parties douces.

d'ancres 954 kg par centimètre carré des deux sections $2 \frac{\pi}{4} d^2$. La charge d'épreuve s'élève à 1350 kg pour les chaînes I, II et V, à 1800 kg pour les chaînes III, et à 400 kg pour les chaînes IV, par centimètre carré de section. La charge de rupture ne doit pas être inférieure à 2400 kg pour les chaînes I, II et V, à 2700 kg pour les chaînes III et à 1800 kg pour les chaînes IV, par centimètre carré.

Le fer employé à la fabrication des chaînes a une résistance de 3500 à 3600 kg/cm² pour un allongement de 12 à 20 % mesurés sur une éprouvette de 200 mm de longueur cylindrique.

On fabrique au laminoir, par le procédé *Klatte*, des chaînes sans soudures qui, essayées à la traction et à la chute, ont donné des résultats favorables comparativement à ceux obtenus avec des chaînes soudées. Ceci est une confirmation du vieux principe d'après lequel le fer perd toujours de sa ténacité quand on le soude et présente aux soudures une résistance moyenne inférieure à celle des parties non soudées, de même matière. En ce qui concerne les procédés de fabrication et les résultats d'épreuves, il convient de consulter la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 944 et suivantes, 1895, p. 1146 et suivantes. Un autre avantage des chaînes *Klatte* consiste en ce que le procédé de laminage permet de donner plus d'épaisseur à chaque maillon aux endroits où il se trouve en contact avec les deux maillons voisins, c'est-à-dire aux endroits où sa courbure est plus forte, voir fig. 347 et 348, p. 488.

Tableau comparatif
de la charge des chaînes, d'après les prescriptions du *Lloyd allemand*.

Gros- seur de la chaîne mm	Chaînes d'ancres avec étançons		Chaînes de grues et autres sans étançons		Gros- seur de la chaîne mm	Chaînes d'ancres avec étançons		Chaînes de grues et autres sans étançons	
	Minimum de charge d'é- preuve d'un bout de chaîne de trois maillons kg	Charge d'épreuve de la chaîne entière kg	Minimum de charge d'é- preuve d'un bout de chaîne de trois maillons kg	Charge d'épreuve de la chaîne entière kg		Minimum de charge d'é- preuve d'un bout de chaîne de trois maillons kg	Charge d'épreuve de la chaîne entière kg	Minimum de charge d'é- preuve d'un bout de chaîne de trois maillons kg	Charge d'épreuve de la chaîne entière kg
11	5446	3431	4574	2287	39	60375	43125	57500	28750
12	6124	4083	5444	2722	40	63511	45365	60486	30243
13	7187	4792	6389	3194	41	66725	47661	63548	31774
14	8336	5557	7410	3705	42	70020	50014	66686	33343
15	9569	6379	8506	4253	43	73394	52424	69899	34950
16	10887	7258	9678	4839	44	76848	54891	73188	36594
17	12291	8194	10925	5463	45	80380	57415	76553	38276
18	13379	9186	12248	6124	46	83992	59995	79993	39996
19	15353	10235	13647	6823	47	87684	62631	83508	41754
20	17012	11341	15122	7561	48	91455	65325	87100	43550
21	18755	12504	16672	8336	49	95305	68075	90766	45383
22	20584	13723	18297	9149	50	99235	70882	94510	47255
23	22498	14999	19998	9999	51	103224	73746	98328	49164
24	24497	16331	21775	10888	52	107333	76666	102222	51111
25	26581	17721	23627	11814	53	111400	79643	106191	53095
26	28749	19166	25555	12778	54	115748	82677	110236	55118
27	31003	20669	27559	13779	55	120074	85767	114357	57178
28	33343	22229	29638	14819	56	124481	88915	118553	59276
29	35767	23845	31793	15897	57	128966	92119	122825	61412
30	38276	25518	34023	17012	58	133531	95379	127172	63586
31	40871	27247	36329	18165	59	138175	98696	131595	65798
32	43577	29051	38735	19368	60	142898	102070	136094	68047
33	46344	30876	41168	20584	61	147702	105501	140668	70334
34	49164	32776	43701	21851	62	152584	108988	145318	72659
35	52098	34732	46310	23155	63	157546	112533	150044	75021
36	55118	36745	48994	24497	64	162587	116133	154844	77422
37	58223	38815	51753	25877	65	167707	119791	159721	79861
38	61412	40941	54588	27294	66	172907	123505	164673	82337

Tableau comparatif

de la charge des chaînes, d'après les prescriptions de l'Amirauté allemande.

Grosueur de la chaîne mm	Minimum de charge de rupture d'un bout de chaîne de trois maillons			Charge d'épreuve de la chaîne entière		
	Chaines à étauçons	Chaines sans étauçons	Chaines de bouées	Chaines à étauçons	Chaines sans étauçons	Chaines de bouées
	2700 kg/cm ²	2400 kg/cm ²	1800 kg/cm ²	1800 kg/cm ²	1350 kg/cm ²	400 kg/cm ²
6	—	1357	—	—	763	—
8	—	2413	—	—	1357	—
10	—	3770	—	—	2120	—
12	6107	5429	—	4072	3054	—
14	8311	7389	—	5542	4156	—
16	10857	9651	—	7238	5429	—
18	13743	12215	—	9161	6871	—
20	16965	15080	—	11310	8482	—
22	20527	18246	—	13685	10264	—
24	24429	21715	16285	16286	12215	3619
26	28670	25485	19113	19113	14335	4247
28	33251	29556	22167	22167	16625	4926
30	38170	33929	25447	25447	19085	5655
33	46186	41054	30791	30791	23093	6842
36	54965	48859	36644	36644	27483	8143
39	64508	57341	43006	43006	32254	9557
42	74812	66499	—	49874	37406	—
45	85882	76339	—	57254	42941	—
48	97718	86861	—	65146	48859	—
51	110311	98054	—	73541	55156	—
54	123671	109930	—	82447	61835	—
57	137797	122486	—	91865	68899	—
60	152680	135715	—	101786	76340	—
63	168329	149626	—	112219	84164	—
66	184715	164218	—	123163	92372	—
69	—	179486	—	—	100961	—
72	—	195432	—	—	109931	—
75	—	212059	—	—	119283	—
78	—	229363	—	—	129017	—

La réunion immédiate des parties d'une chaîne brisée ou divisée de quelque autre manière peut s'opérer au moyen de la manille, représentée fig. 356, dont on a toujours une petite provision. Il suffit alors d'enfoncer le goujon *a* qui, à son tour, est préservé de toute chute par la goupille *b*. La forme de la manille lui permet de passer sans difficulté sur les poulies et tambours, comme un maillon ordinaire. La figure 356 représente une manille employée dans le remorquage sur chaîne.

Les chaînes se font en fer forgé tenace dont la douceur donne lieu à une usure rapide quand les maillons ne sont pas préservés du contact avec des angles vifs ou des parties analogues.

On peut admettre, pour le poids *p*, au mètre courant, des chaînes à maillons courts, la formule :

$$p = 2,25 d^2 \quad (427)$$

dans laquelle *d* indique en centimètres le diamètre du fer de la chaîne.

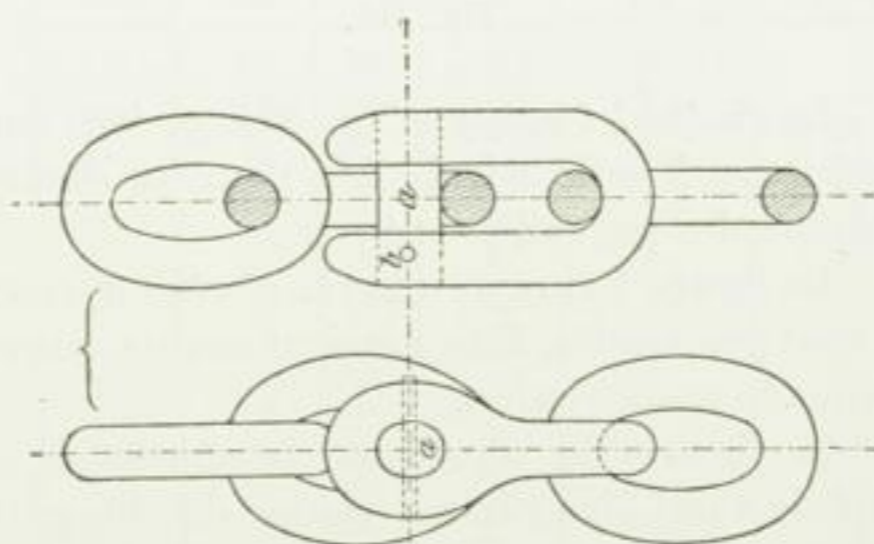


Fig 356.

La charge admissible d'une chaîne à maillons courts, sans étançons, fabriquée soigneusement avec de très bon fer peut être évaluée, quand la chaîne est neuve, à :

$$P = 1000 d^2 \quad (428)$$

en admettant que le diamètre des poulies ou tambours atteigne au moins $20 d$ et que l'on n'ait à élever que rarement le maximum de charge pour lequel la chaîne a été calculée. Si cette dernière supposition ne se réalise pas, il est bon de ne pas imposer à la chaîne une charge supérieure à $800 d^2$. Pour les chaînes de cabestans à vapeur, soumises à un rude service, on n'admet guère que la moitié de la charge déterminée d'après la formule 428.

On doit réduire l'effort admissible, pour les chaînes qui ont déjà servi, en raison de leur degré d'usure et de la déformation que les maillons peuvent avoir déjà subie.

Pour éviter des déformations nuisibles on n'impose guère, aux chaînes calibrées, que $\frac{5}{8}$ de la charge indiquée par la formule 428.

On doit, autant que possible, éviter que la forme cylindrique des poulies et tambours produise sur les maillons de chaîne des flexions en sens contraires (voir fig. 349). Il faut donc éviter toute disposition analogue à celle de la figure 357. Si une telle disposition est inévitable, on doit en diminuer l'influence nuisible, au point de vue de la sécurité du service, en réduisant la charge, c'est-à-dire en abaissant le coefficient numérique de l'égalité 428 (voir aussi la note au bas de la page 306).

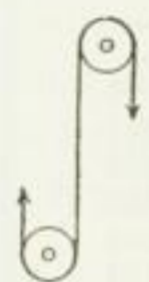


Fig. 357.

On doit aussi prévenir les effets, sur les chaînes, des chocs auxquels donnent facilement lieu, par exemple, le dégagement subit de maillons embrouillés, lorsqu'une charge est suspendue à la chaîne ¹.

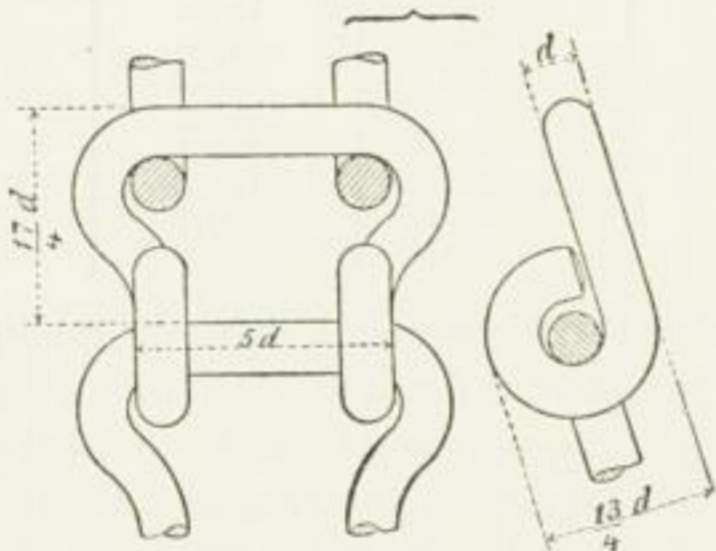


Fig. 358.

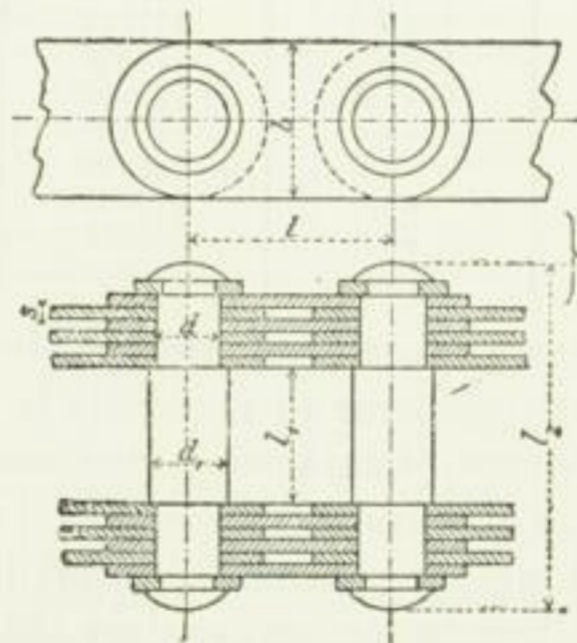


Fig. 359.

La chaîne à étançons (fig. 350, p. 488) supporte en nombre rond une charge de 20% supérieure à celle admissible pour les chaînes sans étançons (voir aussi, à ce sujet, les tableaux des pages 490 et 491).

La figure 358 représente la chaîne à crochets, dite de Vaucanson, dont les maillons ne sont pas soudés. Elle convient moins pour le levage des grandes charges que comme chaîne de transmission.

La figure 359 représente la chaîne de Galle, à lames ou à articulations, que l'on emploie aussi bien comme chaîne de charge que comme chaîne de transmission. Quand

¹ M. Ongley (brevet allemand n° 48211, du 19 janvier 1889) cherche à empêcher les effets nuisibles des réactions qui peuvent se produire sur la chaîne en introduisant dans celle-ci un maillon élastique.

elle doit supporter une grande fatigue et surtout quand elle doit servir comme chaîne de transmission, les dimensions de cette chaîne sont déterminées par la pression à l'unité de

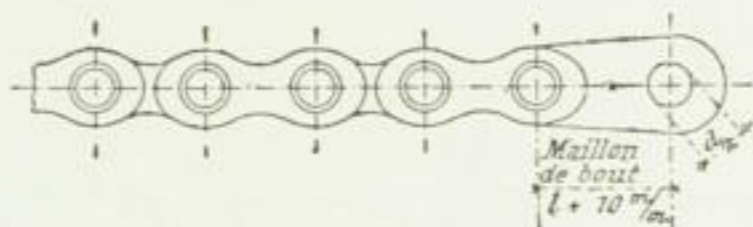


Fig. 360.

surface entre le fuseau et l'œil des lames. Depuis quelque temps on évite les lames, fig. 360, et l'on donne aux roues, fig. 361 et 362, des rebords latéraux sur lesquels viennent

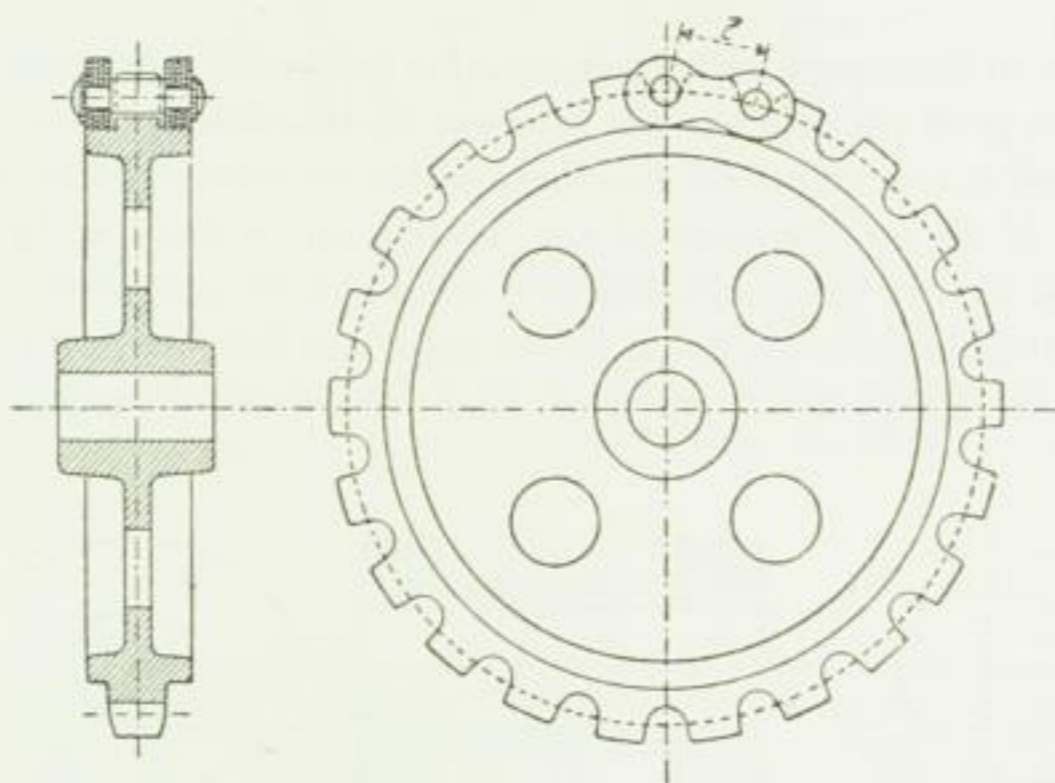


Fig. 361.

alors porter les têtes de ces lames. Le tableau suivant indique les dimensions courantes des chaînes à articulations fabriquées par Zobel, Neubert et Cie, à Schmalkalden, conformément au type de la figure 360, tandis que les proportions des diverses dimensions sont indiquées d'après la figure 359.

Charge garantie	l	l_1	d_1	d	Nombre de lames	s	b	h	Poids d'un mètre de chaîne	Maillon de bout d_1 (Fig. 360)
kg	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	kg	mm
400	15	12	5	4	10	1,5	12	23	0,7	6
250	20	15	7,5	6	10	1,5	15	28	1	9
500	25	18	10	8	10	1,5	18	38	1,6	12
750	30	20	11	9	4	1,5	20	45	2,7	13
1000	33	22	12	10	4	1,5	21	50	3,8	15
1500	40	25	14	12	4	1,5	30	60	5	18
2000	45	30	17	14	4	1,5	35	67	7,4	21
3000	50	35	22	17,5	6	1,5	38	90	11,4	26
4000	55	40	24	21	6	1,5	40	110	16,5	32
5000	60	45	26	23	6	1,5	46	118	19	34
6000	65	45	28	24	6	1,5	53	125	24	36
7500	70	50	32	26	8	1,5	53	150	31,5	40
10000	80	60	34	30	8	1,5	65	165	34	45
12500	85	65	35	31	8	1,5	70	180	44,8	47
15000	90	70	38	34	8	1,5	75	195	51,1	50
17500	100	75	40	36	8	1,5	80	208	58,1	54
20000	110	80	43	37	8	1,5	85	215	74,4	56
25000	120	90	45	40	8	1,5	100	235	83,3	60
30000	130	100	50	45	8	1,5	106	255	100	—

fuseaux rivés
avec interposition de rondelles

fuseaux rivés
avec interposition de rondelles

fuseaux rivés
avec interposition de rondelles

goupilles

D'après une indication de la maison susnommée les chaînes pour transmissions ont été employées, jusqu'à présent, pour des vitesses allant jusqu'à 2,5 m. Cette maison conseille, dans ce cas, de ne pas dépasser le huitième des charges indiquées par elle. Il est toujours

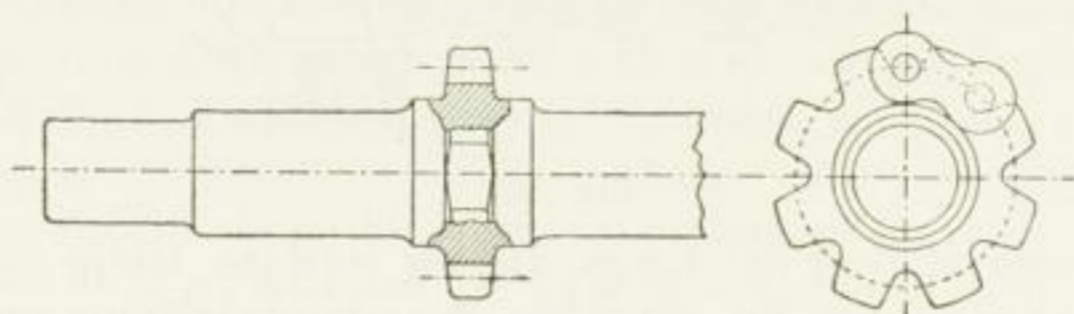


Fig. 362.

bon, malgré cela, de déterminer, en pareil cas, les pressions par unité de surface qui se produisent ou que l'on peut prévoir sur les fuseaux d'articulation, afin de voir jusqu'où ces pressions sont admissibles au point de vue de la durée de service de la chaîne.

Le prix courant de *Zobel, Neubert et Cie*, insiste sur ce fait que la *chaîne de Galle*, absolument parfaite comme *chaîne de charge*, ne convient pas pour les *transmissions* à cause de la surface minime de contact qui existe entre ses fuseaux et l'œil des lames, ce qui donne lieu à une usure rapide de ces chaînes. Ces constructeurs recommandent, en consé-

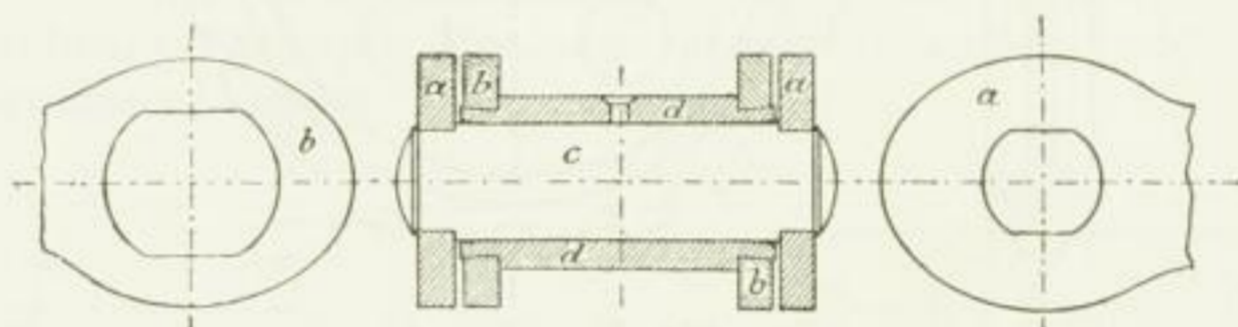


Fig. 363.

quence, un nouveau type de *chaîne pour transmissions* (fig. 363, 364 et 365, voir d'abord la figure 363) dans lequel le fuseau intérieur *c* est fixé aux lames extérieures *a a*, tandis que les lames intérieures *b b* sont fixées au cylindre creux qui entoure *c* comme un coussinet. Pendant le fonctionnement de l'articulation, le fuseau creux *d* tourne sur le fuseau intérieur *c*. Les surfaces glissantes qu'il y a lieu de considérer dans ce cas sont alors beaucoup plus grandes et, conséquemment, les pressions exercées sur elles sont notablement inférieures à celles que subit la chaîne de Galle ordinaire.

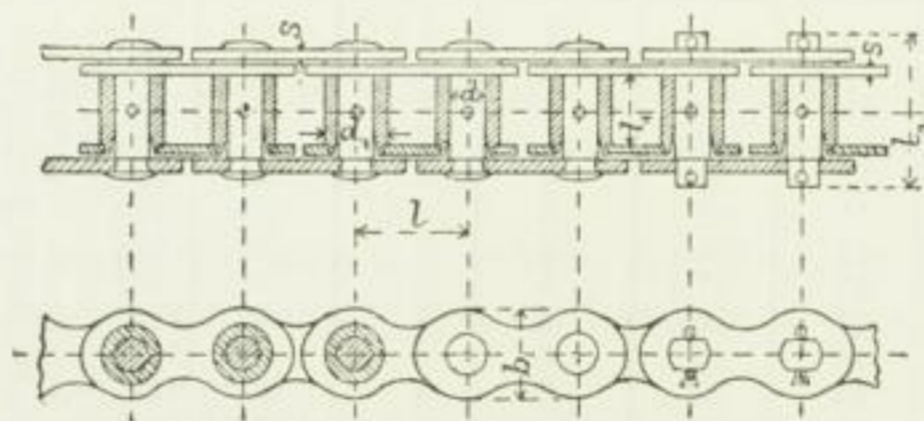


Fig. 364.

Les dimensions et poids de cette nouvelle chaîne (en acier) se trouvent sur le tableau suivant qui se rapporte aux figures 364 et 365.

Les renseignements relatifs à la charge sont donnés par la fabrique.

Pour une charge de		l_1	d_1	d	d_2	Nombre de lames	s	b	l_2	Poids d'un mètre de chaîne
kg	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	kg
100	15	14	10	6	—	10 10 10 10 10 10 10 10 10 10	2	14	30	1,6
150	20	16	12	7,5	—		3	16	38	2,2
200	25	18	14	9	—		3	21	40	2,5
300	30	20	17	11	—		3,5	25	46	3,9
400	35	22	18	12	—		4	27	50	4,4
500	40	25	20	14	—		4	30	54	4,6
750	45	30	22	16	—		5	35	64	6,7
1000	50	35	26	18	—		6	38	72	9,0
1500	55	45	28	20	—		4	40	97	13,0
2000	60	50	32	24	16		4	5	46	113
2500	65	55	36	28	20	4	5	53	120	18,0
3000	70	60	40	32	24	4	5	60	125	19,5
4000	80	70	44	34	26	6	4,5	65	146	27,2
5000	90	80	48	36	26	6	4,5	75	156	33,0

Les chaînes minces ont des fuseaux rivés et leur maillon est goupillé. Les grosses chaînes sont entièrement goupillées et, à partir de 2000 kg de charge et au-dessus, ont des fuseaux intérieurs creux afin de réduire le poids de la chaîne elle-même.

Les chaînes de transmission du type qui vient d'être décrit ne peuvent se faire qu'avec un nombre pair de maillons.

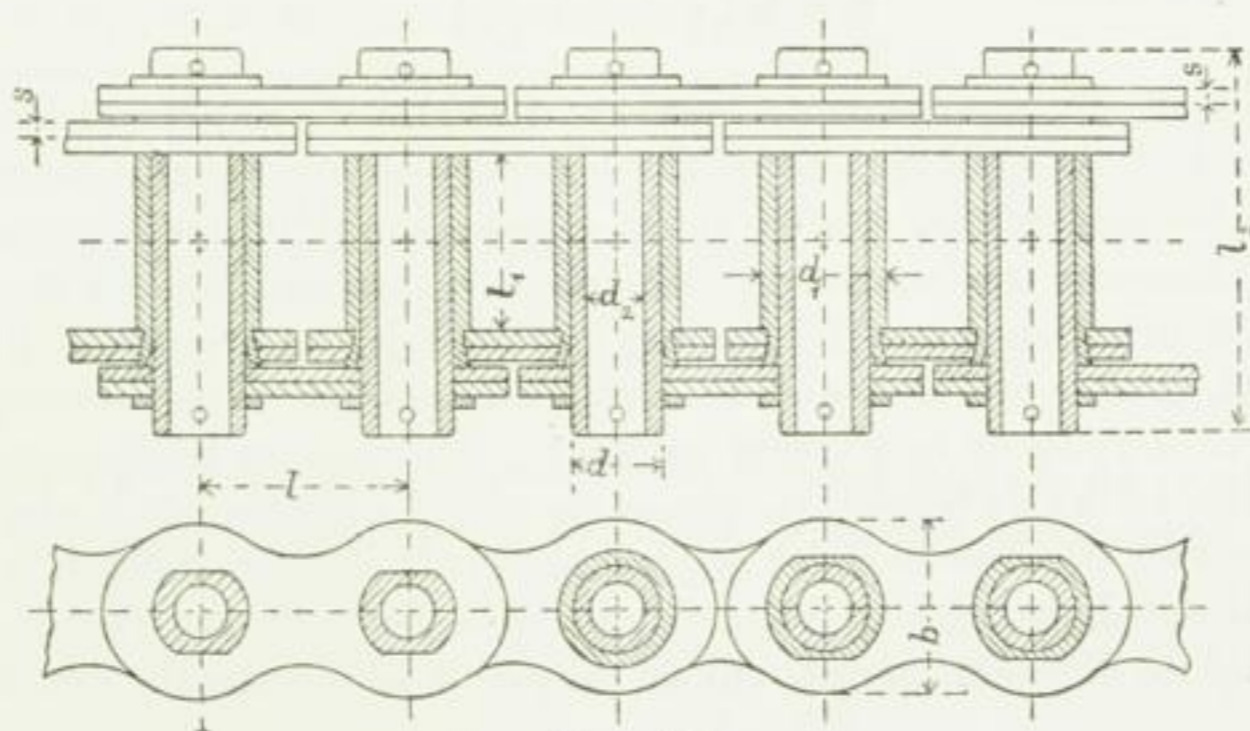


Fig. 365.

Depuis longtemps, déjà, on trouve aussi dans le commerce des chaînes (de transmissions, d'élevateurs, etc.), en *fonte malléable*, dont l'usage se répand de plus en plus. Les figures 226 à 228 (la dernière avec des fuseaux en acier), pl. 34, montrent des chaînes de ce genre fabriquées par A. Stoltz, à Stuttgart. Les chaînes Stoltz, dans la construction desquelles on a cherché à obtenir une faible pression, à l'unité de surface, dans les maillons, ont, dans les types 226 et 227, auxquels se rattachent un grand nombre d'autres formes, l'avantage d'un démontage facile et d'un remplacement rapide des maillons. Les nombreux essais exécutés à plusieurs reprises sur ces chaînes, par l'auteur, ont donné en général une résistance et une ténacité supérieures à celles que l'on attendait.

En ce qui concerne les dimensions et les charges de rupture de ces chaînes, nous devons renvoyer le lecteur au prix courant très complet de la fabrique précitée.

2. Poulies, tambours et crochets des chaînes, roues dentées pour chaînes de transmission.

Le diamètre D des *poulies* et *tambours* doit être au moins égal à vingt fois la grosseur d de la chaîne, et plus grand quand il se peut.

T 366

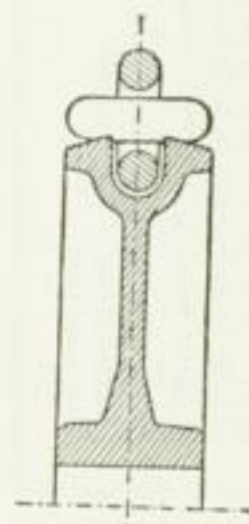


Fig. 366.

Les figures 366, 367 et 368 représentent des *poulies de chaînes*. La coupe oblique (en forme de double cône) de la figure 366 a pour but de reporter les points d'appui du chaînon de son milieu vers ses deux extrémités de manière à diminuer le travail à la flexion. Les bords élevés de la figure 367 ont pour but d'empêcher la chaîne de quitter la poulie ; mais sont seulement nécessaires quand il y a surtout lieu de craindre la sortie de la chaîne.

On peut exprimer approximativement la relation qui existe entre la force K et la charge L sur la poulie à chaîne (voir fig. 338, p. 471) au moyen de la formule :

$$K = L \left(1 + 0,4 \frac{d}{D} \right).$$

Quand la chaîne s'enroule sur un tambour on a, à peu près :

$$K = L \left(1 + 0,3 \frac{d}{D} \right).$$

La figure 223, pl. 33, représente un *tambour à chaîne*. Le minimum d'épaisseur de la périphérie du tambour se détermine en raison des efforts de flexion et de torsion ou d'après les nécessités de la construction. Les dernières exigent un minimum d'épaisseur d'environ 12 mm. Pour que l'axe du tambour ne travaille pas à la torsion, on cale la roue droite de commande sur un tourillon creux du tambour et l'on calcule ce tourillon à la torsion. La figure 224, pl. 33, montre la fixation de la chaîne au tambour. Il est avantageux d'opérer le clavetage de ce dernier de la manière suivante : On encastre les clavettes dans l'arbre auquel on les fixe, en cas de besoin, au moyen de vis. La hauteur de la clavette de droite est d'environ 1 mm en dessous du point le plus bas de la rainure destinée à la clavette de gauche. Cela permet de pousser et caler de gauche à droite l'arbre dans le tambour. On peut aussi adopter un dispositif permettant de donner à la clavette de gauche un serrage supplémentaire.

Sur la figure 369 est dessiné un *crochet simple de chaîne*, avec traverse, les figures 371 et 372 représentent des crochets doubles.

Calcul du crochet simple, fig. 369.

La charge Q donne lieu pour la section horizontale BOC , que nous nous figurerons en forme de trapèze avec les côtés b et b_1 et la hauteur $h = e_1 + e_2$, au moment de flexion et à la force normale égaux, au maximum, à $Q(a + e_2)$ et à Q .

Si, comme on le fait d'ordinaire, on suppose que la section BOC appartient à un solide droit, en forme de barre, et si l'on désigne par :

s la surface de la section,

I le moment d'inertie de cette section, par rapport à l'axe OO du centre de gravité,

τ la tension sur la fibre intérieure, c'est-à-dire en B ,

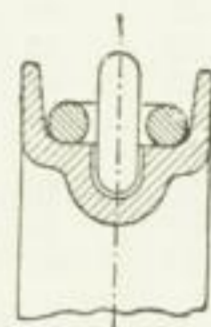


Fig. 367.



Fig. 368.

τ_1 la tension sur la fibre extérieure, c'est-à-dire en C, on trouve d'après la formule 74, p. 23 :

$$\tau = \frac{Q}{s} + \frac{Q(a + e_2)}{\frac{I}{e_2}} \quad (429)$$

$$-\tau_1 = -\frac{Q}{s} + \frac{Q(a + e_2)}{\frac{I}{e_1}} \quad (430)$$

On peut maintenant, en donnant à la matière dont se font les crochets de ce genre, et qui est du fer soudant ou fondu suffisamment tenace, une forme de section convenable — comme celle ci-contre — adopter des dimensions telles que :

$$\tau = -\tau_1^1,$$

de manière à satisfaire à la condition d'une utilisation aussi complète que possible de la résistance de la matière.

En réalité, toutefois, on ne trouve pas, en opérant le calcul de cette manière, qu'il y ait égalité d'effort aux deux distances e_2 et e_1 : un calcul plus précis indique même que la fatigue de la fibre soumise à l'effort de traction maximum (en B) est bien supérieur à celle de la fibre soumise à l'effort maximum de compression (en C). Dans le cas dont nous nous occupons et où nous avons affaire non pas à un solide en forme de barre droite, mais à un solide courbe, c'est la formule 103, p. 29, qu'il convient d'employer, et non la formule 74.

Si l'on désigne par r le rayon de courbure de la ligne médiane du crochet au point O, on trouve que la tension à la distance η de l'axe O O passant par le centre de gravité est, d'après la formule 103 :

$$\tau = \frac{P}{s} + \frac{M_f}{s r} + \frac{M_f}{x s r} \frac{\eta}{r + \eta}$$

et si l'on considère que :

$$P = Q, \quad M_f = -Q(a + e_2),$$

on trouve que la tension normale est :

$$\tau = \frac{Q}{s} - \frac{Q(a + e_2)}{s r} - \frac{Q(a + e_2)}{x s r} \frac{\eta}{r + \eta} \quad (431)$$

On a dans cette formule, en supposant une section trapézoïdale ² :

¹ Il est naturellement impossible de réaliser cette relation avec une section symétrique par rapport à O O.

² En pratique on arrondit les angles vifs du trapèze et, pour compenser la réduction de section qui en résulte, on bombe un peu les surfaces planes qui limitent la barre trapézoïdale.

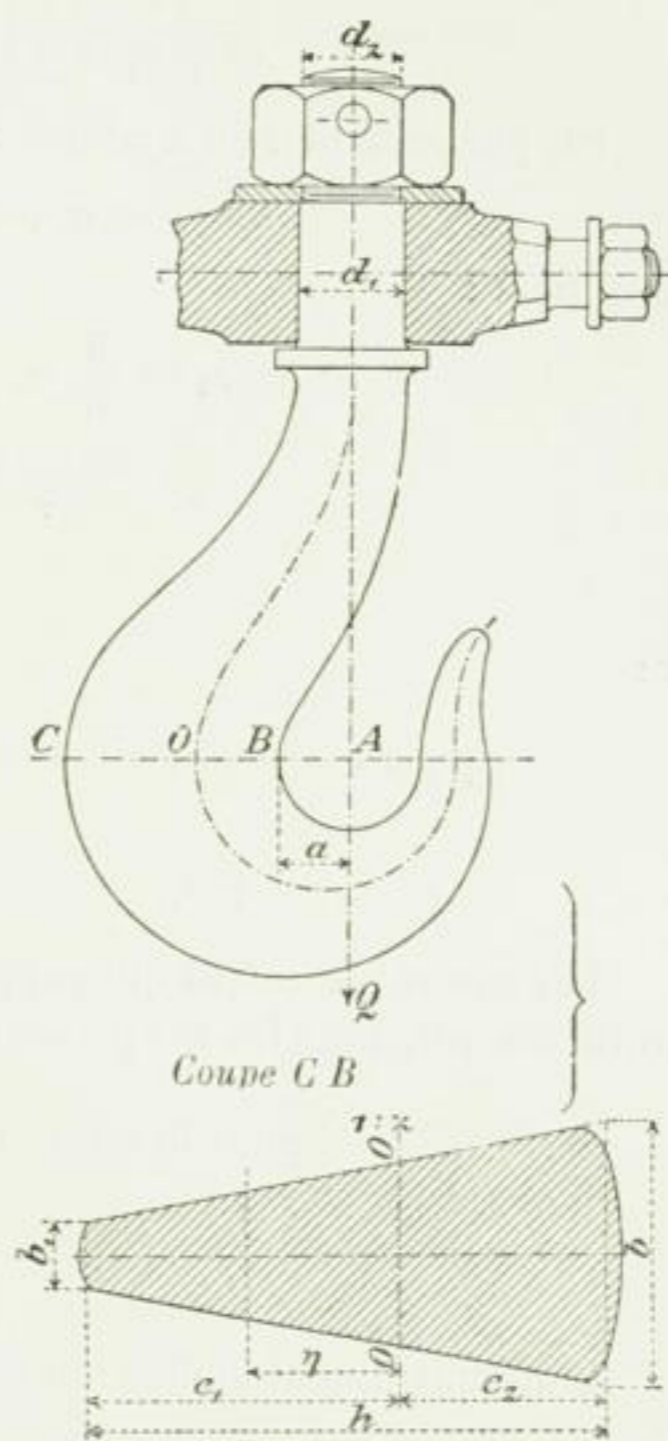


Fig. 369.

2

$$s = \frac{b+b_1}{2} h, \quad e_2 = \frac{h}{3} \frac{b+2b_1}{b+b_1}, \quad e_1 = h \mp e_2,$$

$$x = -1 + \frac{2r}{(b+b_1)h} \left[\left\{ b_1 + \frac{b-b_1}{h} (e_1+r) \right\} \ln \frac{r+e_1}{r-e_2} - (b-b_1) \right].$$

Si, par exemple, on a adopté :

$$r = a + e_2, \quad h = 2a, \quad b = 3b_1,$$

on obtient :

$$e_2 = \frac{5}{6} a, \quad r = \frac{11}{6} a, \quad \frac{1}{x} = 10,27,$$

$$\tau = -10,27 \frac{Q}{s} \frac{\eta}{\frac{11}{6} a + \eta}$$

et :

$$\text{pour } \eta = -e_2, \text{ c'est-à-dire pour le point B} \quad \tau = +8,56 \frac{Q}{s},$$

$$\text{» } \eta = +e_1, \quad \text{» } \text{» } \text{C} \quad \tau = -3,99 \frac{Q}{s}.$$

Par contre, le calcul qui suppose la section transversale B O C opérée sur une barre droite fournit, dans les cas présents :

$$\text{pour la tension au point B} \quad \tau = +6 \frac{Q}{s},$$

$$\text{» } \text{» } \text{C} \quad \tau = -6 \frac{Q}{s}.$$

Conséquemment l'effort (au point B) qui détermine les dimensions est d'environ :

$$100 \frac{8,56 - 6}{6} = 43 \%$$

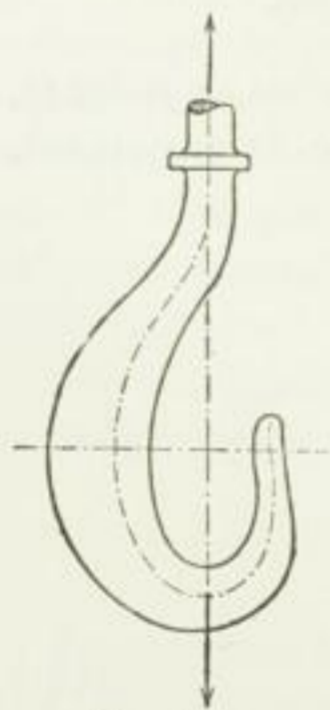


Fig. 370.

supérieur à celui que l'on trouve au moyen du calcul usuel. Ce calcul conduit donc à estimer notablement au-dessous de sa valeur la fatigue imposée au crochet, ce qui semble d'autant plus digne de remarque qu'il implique, pour les crochets destinés à supporter de grandes charges un effort admissible déjà bien grand par lui-même. (Voir la note au bas de la page 29.)

La fatigue du crochet à la section B O C se rapproche d'autant plus de celle d'une barre droite, chargée en dehors du centre, que le rayon r de courbure est plus grand. Il est donc indiqué de placer le centre de courbure, pour le point O de la ligne médiane du crochet, non pas en A, mais plus loin vers la droite de A, de manière à donner au crochet, dans sa section la plus exposée, une courbure aussi faible que possible comme on peut le voir sur la figure 370².

¹ On trouve une étude plus approfondie de cette question dans l'ouvrage de l'auteur « *Elasticität und Festigkeit* », 1^{re} édition, p. 311 et suivantes, 2^e édition, p. 337 et suivantes, 3^e édition, p. 454 et suivantes.

² La section la plus exposée d'un crochet de ce genre exécuté avec un grand rayon de courbure à cet endroit, peut se calculer, approximativement, comme si elle appartenait à une barre droite. Les formules 429 et 430 conduisent alors, en admettant $\tau = -\tau_1$ à :

Il résulte en outre de cet état de choses qu'un crochet fabriqué avec une matière tenace et qui s'étend sous l'action d'une charge en repos, devient moins courbé et, par suite,

$$\frac{1}{s} + \frac{a + e_2}{\frac{I}{e_2}} = -\frac{1}{s} + \frac{a + e_1}{\frac{I}{e_1}}$$

$$(a + e_2) s (e_1 - e_2) = 2 I. \quad (432)$$

On a maintenant pour la forme de section, fig. 369, p. 497 :

$$e_2 = \frac{b + 2 b_1}{b + b_1} \frac{h}{3} = \frac{1 + 2 \frac{b_1}{b}}{1 + \frac{b_1}{b}} \frac{h}{3} = \frac{1 + 2 m}{1 + m} \frac{h}{3},$$

en supposant que l'on ait posé :

$$\frac{b_1}{b} = m.$$

On a, en outre :

$$e_1 = \frac{2 b + b_1}{b + b_1} \frac{h}{3} = \frac{2 + m}{1 + m} \frac{h}{3},$$

$$e_1 - e_2 = \frac{1 - m}{1 + m} \frac{h}{3},$$

$$I = \frac{b^3 + 4 b b_1 + b_1^3}{36 (b + b_1)} h^3 = \frac{1 + 4 m + m^2}{36 (1 + m)} b h^3$$

$$s = \frac{b + b_1}{2} h = \frac{1 + m}{2} b h.$$

L'introduction de ces valeurs dans la formule 432 donne :

$$a + e_2 = \frac{1 + 4 m + m^2}{3 (1 + m) (1 - m)} h = a + \frac{1 + 2 m}{1 + m} \frac{h}{3} \quad (433)$$

$$h = \frac{1 - m}{m} a \quad (434)$$

comme condition nécessaire pour que le maximum d'effort à la traction soit égal au maximum d'effort à la compression.

Pour trouver le premier de ces efforts, nous introduisons dans la formule 429 la valeur de $a + e_2$ tirée de la formule 433 et nous obtenons :

$$\tau = Q \left[\frac{2}{(1 + m) b h} + \frac{4}{(1 - m) b h} \frac{1 + 2 m}{1 + m} \right] = \frac{Q}{b h} \frac{6}{1 - m} \quad (435)$$

S'il s'agit, par exemple, de construire un crochet de chaîne pouvant porter 7200 kg et pour lequel $a = 32$ mm, on fait d'abord une hypothèse au sujet du quotient $\frac{b_1}{b} = m$, et l'on prend à peu près $b_1 = \frac{1}{4} b$. On trouve alors, d'après la formule 434 :

$$h = \frac{1 - \frac{1}{4}}{\frac{1}{4}} a = 3 a = 3 \cdot 32 = 96 \text{ mm} = 9,6 \text{ cm}$$

et d'après la formule 435 avec $\tau \leq kt = \frac{4}{3} \cdot 900 = 1200$ pour du fer soudant ou fondu de qualité supérieure avec une charge immobile (p. 38 et suivantes).

fatigue moins, c'est-à-dire devient plus résistant : d'autres cas analogues peuvent se rapprocher de celui-ci (voir, par exemple, p. 37 le dernier paragraphe avant E).

Pour ce qui concerne la grosseur d_1 de la tige du crochet, il convient d'observer que parfois cette tige peut travailler non seulement à la traction mais aussi à la flexion, par exemple à cause de la position oblique des moufles de palans. Si l'on a soin de donner du jeu à la tige dans la traverse, cette cause de fatigue n'est pas bien importante dans les conditions moyennes de la pratique ; en cas de besoin, on doit avoir la précaution de disposer le crochet de manière qu'il puisse se placer de lui-même verticalement. Nous tiendrons compte de la fatigue mentionnée ci-dessus en posant le coefficient k_t pour le mode de

$$1200 = \frac{7200}{b \cdot 9,6} \frac{6}{1 - \frac{1}{4}}$$

$$b = 50 \text{ mm},$$

$$b_1 = \frac{50}{4} = 12,5 \text{ mm} = \approx 12 \text{ mm}.$$

Pour du fer soudant ordinaire il y aurait lieu de poser $\tau \leq k_t = 900$.

Pour vérification :

$$e_2 = \frac{5,0 + 3 \cdot 1,25}{5,0 + 1,25} \frac{9,6}{3} = 3,84 \text{ cm},$$

$$e_1 = 9,6 - 3,84 = 5,76 \text{ cm},$$

$$I = \frac{1 + 4 \frac{1}{4} + \left(\frac{1}{4}\right)^2}{36 \left(1 + \frac{1}{4}\right)} \cdot 5 \cdot 9,6^3 = 202,75,$$

$$\frac{I}{e_2} = 202,75 : 3,84 = 52,8,$$

$$\frac{I}{e_1} = 202,75 : 5,76 = 35,2,$$

$$s = \frac{5 + 1,25}{2} \cdot 9,6 = 30 \text{ cmq},$$

$$\tau = \frac{7200}{30} + \frac{7200(3,2 + 3,84)}{52,8} = 240 + 960 = 1200 \text{ kg},$$

$$-\tau_1 = -\frac{7200}{30} + \frac{7200(3,2 + 3,84)}{35,2} = -240 + 1440 = 1200 \text{ kg},$$

ce qui prouve l'exactitude du calcul.

Il semble très scabreux de dépasser avec k_t les valeurs indiquées ; car, malgré la diminution de la courbure, le crochet subit encore une fatigue supérieure à celle qui correspond à l'hypothèse d'une barre droite. On n'a d'ailleurs pas ordinairement, dans la pratique, l'occasion d'adopter une valeur de k_t très élevée, parce que l'on alourdit fréquemment le crochet des appareils de levage, afin d'être sûr qu'il descendra de lui-même.

Comme le rayon de courbure et le moment d'inertie diminuent pour les points situés au-dessous de la section horizontale du crochet, fig. 370, on doit veiller à ce que l'effort sur ces sections ne dépasse pas la valeur admissible.

La grosseur d_1 de la tige du crochet paraît déterminée par la formule 436 ; c'est-à-dire, dans le cas actuel par :

$$7200 = 2000 d_1^2,$$

$$d_1 = \approx 1\frac{7}{8} \text{ de pouce anglais}$$

charge b au lieu de a (voir p. 38 et 39). On peut alors se servir par approximation de la formule 165, p. 111 qui, en raison de la qualité supérieure du métal dont on fait ordinairement les crochets de chaînes, donne pour la grosseur d_2 de la vis (fig. 369) :

$$P \leq \frac{4}{3} 1500 d_2^2 = 2000 d_2^2 \quad (436)$$

quand d_2 est en pouces anglais, et :

$$P \leq \frac{4}{3} \cdot 225 d_2^2 = 300 d_2^2,$$

en supposant que l'on doit prendre d_2 en centimètres.

Pour être sûr que l'écrou n'exercera pas de tension sur la tige, il est avantageux de prendre d_1 de quelques millimètres plus fort que d_2 . On est alors certain que le filet de vis s'arrête à la saillie. De là résulte, d'autre part, la nécessité de mettre une rondelle sous l'écrou.

La traverse à laquelle est fixé le crochet doit se calculer à la flexion. On doit veiller, en déterminant les tourillons des bouts de cette traverse, à ce que la pression par unité de surface ne soit pas trop importante.

Calcul du crochet double.

a. Pour une force agissant verticalement, fig. 371.

On ne peut ici déclarer *a priori* sur quelle section se produit le maximum de fatigue. Nous admettons, en conséquence, pour le crochet à construire, que cette section est celle que nous supposons la plus exposée, soit celle menée par le point O de la ligne médiane, sur la figure 371. La charge $\frac{Q}{2}$ ¹ donne, pour cette section :

$$\text{la force normale } P = \frac{Q}{2} \sin \alpha,$$

$$\text{la force de cisaillement } C = \frac{Q}{2} \cos \alpha,$$

$$\text{le moment fléchissant } M_f, \text{ dont la grandeur absolue } = \frac{Q}{2} x.$$

Si l'on néglige la force de cisaillement C , ce qui est admissible, on trouve avec une forme elliptique de la section et en admettant que cette dernière appartienne à un solide en forme de barre courbée au rayon r , en suivant la voie que nous avons adoptée pour le calcul du crochet simple, et qui nous a

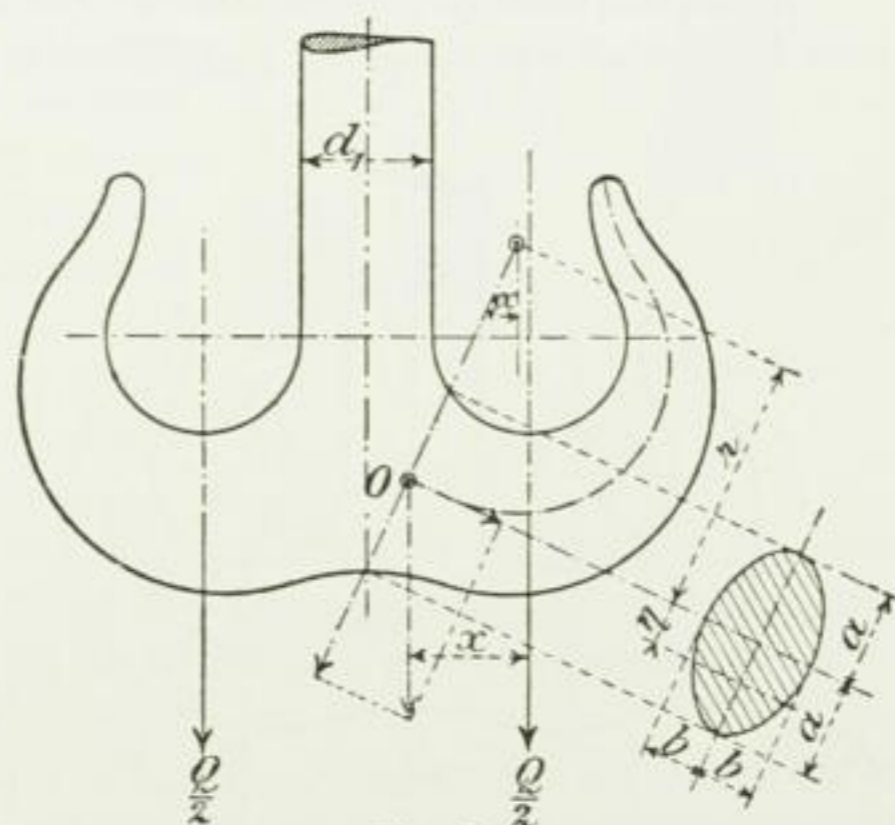


Fig. 371.

¹ Si le calcul devait admettre la possibilité d'une suspension de toute la charge à une seule moitié du crochet, il faudrait procéder conformément aux indications des pages 496 et suivantes.

conduits à la formule 431, la tension normale des éléments de section transversale situés à la distance η :

$$\tau = \frac{Q \sin \alpha}{2s} - \frac{Qx}{2sr} - \frac{Qx}{2xsr} \frac{\eta}{r + \eta},$$

où, conformément à la formule 105, p. 29 :

$$s = \pi a b, \quad x = \frac{1}{4} \left(\frac{a}{r}\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{a}{r}\right)^4 + \frac{5}{64} \left(\frac{a}{r}\right)^6 + \dots$$

Le maximum d'effort a lieu pour $\eta = -a$ et atteint :

$$\tau_{max} = \frac{Q \sin \alpha}{2s} - \frac{Qx}{2sr} + \frac{Qx}{2xsr} \frac{a}{r-a}$$

Si r est assez grand, par rapport à a , pour que la section puisse être, par approximation, considérée comme appartenant à une barre droite, on trouve :

$$\tau_{max} = \frac{Q \sin \alpha}{2s} + \frac{Qx}{2 \frac{I}{a}} = \frac{Q \sin \alpha}{2 \pi a b} + \frac{Qx}{\frac{\pi}{2} a^2 b}$$

S'il semble douteux que la section choisie soit la plus exposée, il convient d'exécuter le calcul pour une ou deux autres sections voisines. Si, pour le crochet projeté τ_{max} se trouve trop important, on doit augmenter convenablement la section et, en cas de besoin, recommencer encore le calcul.

b. Pour une force agissant obliquement, fig. 372.

Assez fréquemment le crochet double doit porter la charge Q de façon que les deux becs du crochet soient soumis à une force K plus ou moins inclinée, comme on peut le voir

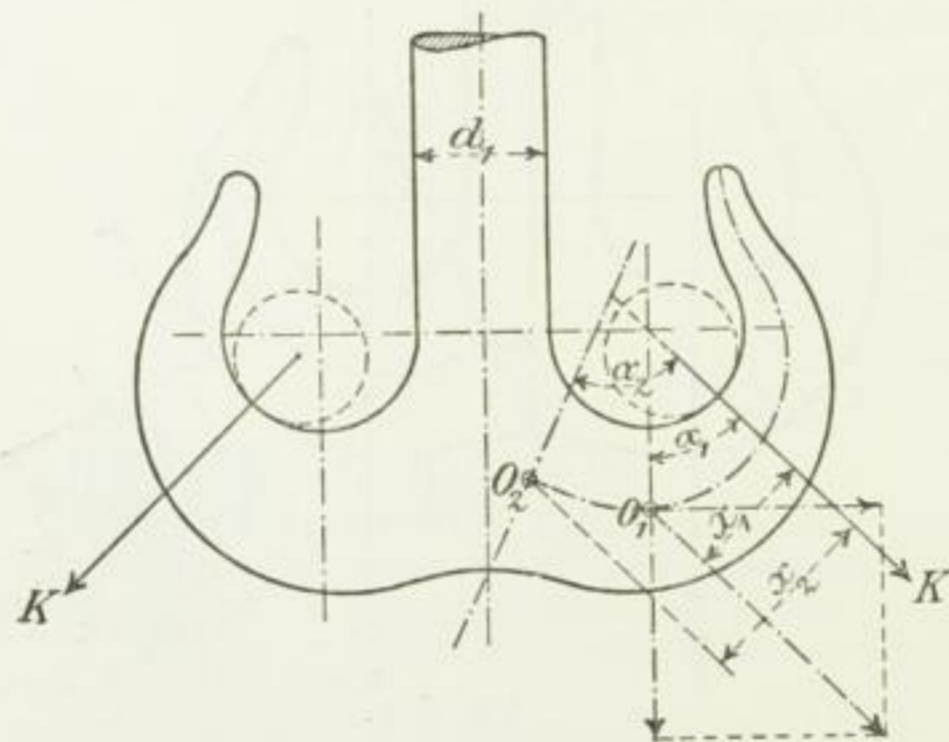


Fig. 372.

sur la figure 372. En pareil cas il s'agit de trouver l'effort auquel la matière est soumise pour deux sections au moins du crochet projeté (voir fig. 372) ; on pose alors dans le calcul, en négligeant l'effort de cisaillement :

pour la section O_1 :

la force normale $P = K \sin \alpha_1$,

le moment fléchissant M_f de la grandeur absolue $K x_1$;

pour la section O_2 :

la force normale $P = K \sin \alpha_2$,

le moment fléchissant M_f de la grandeur absolue $K x_2$.

On doit d'ailleurs opérer absolument comme l'indique l'art a.

Ce que nous avons dit pour le crochet simple, au sujet de la grosseur de la tige d_1 est applicable dans les deux cas.

Dans les constructions et aussi dans d'autres circonstances, on emploie fréquemment des crochets dits en S, parce qu'ils ont la forme de ce caractère. On les calcule d'une manière

tout à fait analogue. Assez souvent on impose à ces crochets des efforts bien supérieurs à ceux que l'on devrait admettre¹.

Pour suspendre l'autre bout libre des chaînes ou câbles de palans, on emploie des *œillets* ou *anneaux* analogues à celui représenté figure 373. La largeur a résulte de la grosseur du câble ou de la dimension du maillon de chaîne à suspendre.

En supposant que P désigne la charge à porter, l'épaisseur s peut se déterminer approximativement, en supposant que la partie d'épaisseur s se comporte comme une poutre encastrée aux deux bouts et portant, en son milieu, la charge P :

$$P \frac{x}{8} = kf \frac{I}{e},$$

dans cette égalité, kf est égal à 900 pour du fer forgé ordinaire et une charge en repos, $\frac{I}{e}$, pour

une section elliptique dont les axes sont s_1 et s doit être posé, en nombre rond $= \frac{1}{10} s_1 s^2$.

La figure 374 représente un crochet que l'on peut engager dans un endroit quelconque d'une chaîne ordinaire (*les frères Sulzer, à Winterthur, brevet allemand n° 65 713, du 31 mars 1892*). La partie du crochet qui s'engage dans la chaîne est fendue, dans le sens de la longueur, de manière à former deux dents dont la distance est un peu plus grande que la grosseur du métal des maillons.

Pour se servir du crochet, on introduit un maillon de la chaîne, dans le sens de sa hauteur, dans la fente formée par les deux dents, tandis que le maillon qui suit immédiatement et est perpendiculaire au premier appui des deux côtés sur les dents, de façon que le crochet prend l'extérieur et non l'intérieur du maillon. L'engagement et le dégagement du crochet peuvent se faire à tous les maillons.

Les *poulies de chaînes de transmission* sont tout à fait analogues aux roues droites d'engrenages, comme on peut le voir sur les figures 361, 362, p. 493 et 494, et sur les figures 225, pl. 33 et 226, pl. 34. On les fait en fonte, en fer forgé ou en acier. On trouve quelquefois de ces poulies qui, au lieu d'être d'une seule pièce de fonte, se composent d'une couronne en fonte, avec des dents en fer forgé ou en acier, enchâssées comme le sont des dents en bois sur des roues en fonte.

Pour beaucoup de monte-charges des efforts de traction sont exercés, par les mains des ouvriers, sur des chaînes qui doivent se placer sur des poulies de forme appropriée et pour-

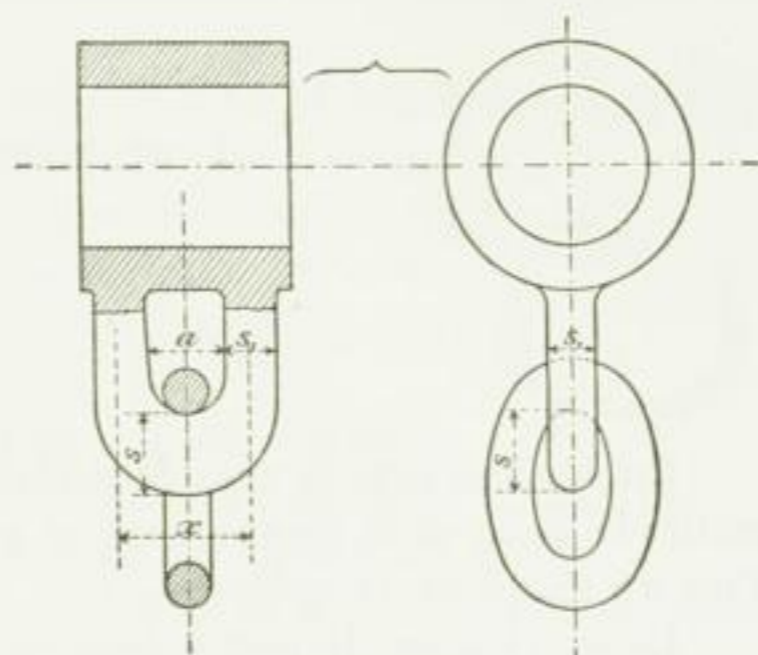


Fig. 373.

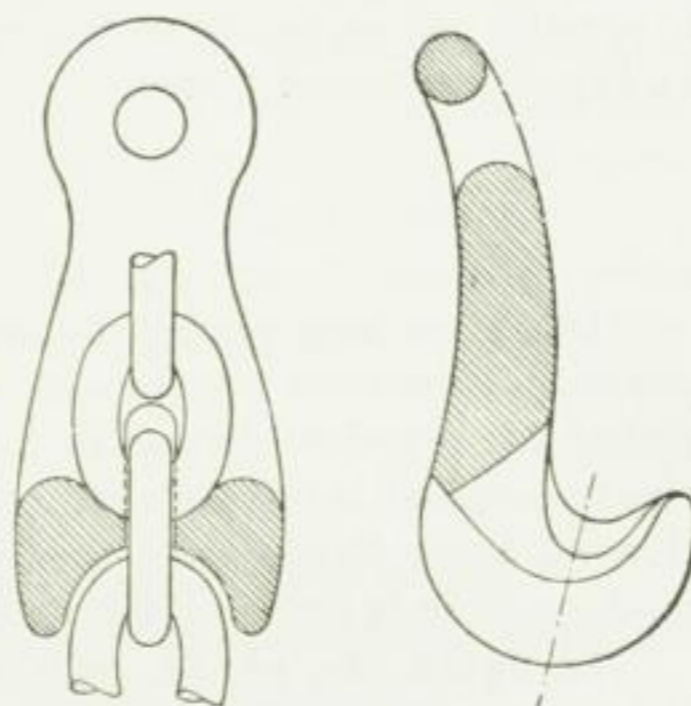


Fig. 374.

¹ Il est arrivé à l'auteur de recevoir un crochet de ce genre, en fer soudant, qui était cassé. La personne qui s'en était servi le croyait de mauvaise matière — parce qu'il s'était cassé — et l'envoyait pour qu'il fût jugé. Le calcul donna pour ce crochet — sans tenir compte de l'augmentation de fatigue due à la courbure des fibres — un effort de plus de 5000 kg/cm² avec la charge que l'on y avait suspendue et sous laquelle il s'était rompu !

vues de saillies. On doit alors donner à la chaîne une grosseur telle que la main puisse la tenir, c'est ce qui a lieu avec $d = 8$ à 10 mm. La traction à exercer par un ouvrier sur une chaîne de ce genre doit atteindre au plus 30 kg.

B. PISTONS ET TIGES DE PISTONS

I. Pistons.

On désigne sous le nom de *pistons* des éléments de machines ayant pour but de transmettre la force et le mouvement en présence de fluides liquides ou élastiques, renfermés dans un récipient, le *cylindre*.

Le mouvement du piston peut être rectiligne ou circulaire (continu ou alternatif). Les pistons à mouvement rectiligne sont de beaucoup les plus importants. Les considérations qui suivent ne s'appliquent, en conséquence, qu'aux pistons animés d'un mouvement rectiligne de va-et-vient.

Pour empêcher le fluide de s'échapper entre les parois du cylindre, le long duquel se meut le piston, et la surface correspondante du piston, il faut réaliser un joint étanche. On peut pourvoir le cylindre ou le piston de dispositifs obturateurs appelés *garnitures*. Dans le premier cas on distingue le piston sous le nom de *piston plongeur*, dans le second cas on l'appelle *piston à plateau*.

1. Pistons plongeurs.

La figure 229, pl. 34, montre le piston plongeur d'une *pompe d'alimentation* ou de *presse*. L'obturation s'obtient au moyen de deux *anneaux emboutis* en cuir. Celui du haut résiste à la pression extérieure, lors de l'aspiration, celui du bas résiste à la pression intérieure (pendant le refoulement). Si la capacité dans laquelle la pompe exerce son aspiration est assez élevée pour que la pression, dans le cylindre de pompe, ne descende pas au-dessous de la pression atmosphérique, on peut se dispenser de l'anneau supérieur.

La figure 230, pl. 34, représente le piston d'une *presse hydraulique*. L'obturation s'obtient au moyen d'un *anneau* en cuir représenté en vraie grandeur sur la figure 231. Ici la garniture a seulement à résister à la pression intérieure. L'eau presse les deux surfaces extérieures cylindriques de l'anneau, d'une part contre le piston, d'autre part contre la paroi cylindrique de la gorge, et produit ainsi l'obturation. Le remplacement de l'anneau de cuir qui forme ce genre de garniture est assez incommode et cet inconvénient prend surtout de l'importance quand le service est actif, la pression élevée, ou quand le dépôt d'une croûte à la surface du piston donne lieu à une rapide usure.

Dans les deux cas, c'est l'eau elle-même qui produit une pression de l'anneau proportionnelle à la pression qu'elle subit elle-même; on a, en conséquence, donné à ce dispositif la désignation de garniture hydrostatique.

La manière la plus commode de faire les garnitures annulaires en cuir consiste à les emboutir par pression. La figure 232, pl. 34 (pour la garniture figure 229), et la figure 233 (pour la garniture figures 230 et 231), montrent les appareils employés. Le cuir subit d'abord un traitement à l'eau chaude qui le ramollit, on le met ensuite entre les pièces qui

le compriment en plaçant le côté chair en dessus dans le cas de la figure 232 et en dessous dans le cas de la figure 233. La pression doit être assez lente pour que le cuir ait le temps de prendre sa forme ; cela fait, on fait sécher le cuir et on le découpe, on le rogne pour lui donner la forme convenable. On réduit ensuite les extrémités des surfaces à l'épaisseur d'environ 2 mm pour obtenir un bon joint.

Quand il est possible de donner à l'anneau une courbure à rayon relativement grand, comme le montre la figure 375, on peut opérer sans presse en emboutissant, au marteau, le cuir ramolli sur un mandrin en bois de forme convenable et en l'obligeant, au moyen d'une ligature, à conserver cette forme en séchant. Ce mode de fabrication peut être avantageux, par exemple, quand on n'a besoin de faire qu'un seul anneau d'une grandeur donnée.

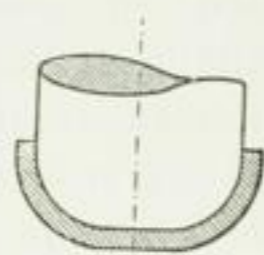


Fig. 375.

L'épaisseur du cuir employé varie de 4 à 6 mm, la hauteur de l'anneau entre 12 et 20 mm. Si l'on augmente cette hauteur pour les anneaux du type figure 231, ces emboutis conservent mal leur position et l'on est obligé de les soutenir au moyen d'anneaux qui doivent naturellement être en plusieurs pièces, pour qu'on puisse les mettre en place.

L'anneau embouti de la figure 231 peut encore, d'après des expériences de l'auteur, s'employer pour des diamètres de pistons ou plus exactement de tiges de 10 mm, mais il faut alors que sa hauteur ne dépasse guère 5 mm et que l'épaisseur du cuir soit de 1 mm en nombre rond¹.

La *Grusonwerk Aktiengesellschaft*, à *Buckau-Magdebourg*, a pris un brevet allemand n° 40 899, du 27 janvier 1887, pour le dispositif représenté figure 234, pl. 34, et dont le but est de substituer, aux garnitures en cuir embouti, un certain nombre d'anneaux en cuir, superposés l'un à l'autre et ayant une forme angulaire ou cintrée telle que la pression du liquide serre les extrémités de ces anneaux que l'on voit amincies sur la figure. D'autres constructeurs emploient aussi des anneaux en caoutchouc à section rectangulaire.

Pour la grandeur R de la *résistance au frottement* qu'une garniture conforme à celles des figures 229 ou 230 (231), pl. 34, oppose au mouvement d'un piston ou d'une tige, il est ordinairement de règle de poser :

$$R = \pi d b p \mu. \quad (437)$$

en désignant par :

d ($= 2r$, fig. 229. et $= 2r_a$, fig. 230) le diamètre du piston ou de la tige,

b la partie de la hauteur de l'embouti qui s'applique sur la surface du piston ou de la tige, on a , par conséquent :

$\pi d b$ la grandeur de la surface de contact entre le cuir embouti et le piston ou la tige,

p la pression du fluide qui tend à appliquer l'anneau,

μ le coefficient de frottement de glissement entre l'anneau de cuir et la surface du piston ou de la tige.

On trouve, au sujet de la valeur de ce coefficient, les indications les plus diverses : de 0,001 à 0,25², ce qui correspond à une différence de 25 000 % ! D'après des expériences de l'auteur ces écarts extraordinaires s'expliquent de la manière suivante.

¹ Voir, planche III de la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1876, la soupape d'échappement à fermeture automatique, inventée par l'auteur.

² Primitivement on a pris, d'après *Morin*, $\mu = 0,25$ et *Grashof* a aussi introduit cette valeur dans le calcul, à la page 244 de son ouvrage « *Theoretische Maschinenlehre* » (1883) (Théorie de la science des machines).

Jenny (*Festigkeitsversuche und die dabei verwendeten Apparate und Maschinen*), Wien, 1878, p. 25 à 30

T 2)

Tant que la matière de l'anneau embouti (le cuir) n'est pas en contact immédiat avec la surface extérieure du piston, mais en est séparée, en tous ses points, par une couche même peu épaisse de matière lubrifiante, on n'a pas affaire au frottement de corps solides entre eux, c'est-à-dire au frottement du cuir sur le piston, mais à la résistance au frottement réciproque des particules liquides de la matière lubrifiante, résistance à laquelle s'appliquent les lois du frottement des liquides. Or, ces lois rendent le frottement indépendant de p ; si donc on maintient l'égalité 437, μ devient inversement proportionnel à p ; c'est-à-dire diminue quand la pression du fluide augmente (voir les nombres de *Marié*). Ces nombres donnent aussi μ très petit comme nous l'avons déjà vu pour le frottement des tourillons (p. 359 et suivantes). C'est ainsi que l'auteur a trouvé qu'à égales conditions la grandeur de R est à peu près invariable, lors même que p varie graduellement de 10 kg à 120 kg, et est extrêmement minime. Mais aussitôt que le frottement du liquide commence, bien que d'abord en quelques endroits seulement, à se changer en frottement de corps solides l'un sur l'autre, R augmente très notablement et atteint des valeurs différant de plusieurs mille pour cent de celles précédemment observées. Dans ce cas, une influence importante est exercée non seulement par la nature de la surface de l'embouti, mais aussi par la nature de la matière lubrifiante et la température.

Si l'exécution et le genre de service sont tels que l'on puisse, avec certitude, compter seulement avoir à vaincre le frottement de liquide, on aura exclusivement à tenir compte de ce frottement dans le calcul, si la matière lubrifiante est convenable. Si, au contraire, on doit compter sur le glissement du cuir sans interposition d'une couche de matière grasse convenable entre lui et le cylindre, μ s'élève notablement et peut, surtout quand le travail est intermittent et quand la surface du fer ou du métal a pu se recouvrir d'une couche plus ou moins rugueuse, monter pour les premières courses du piston encore au delà de 0,25. Il convient, lorsqu'il s'agit du glissement de corps solides l'un sur l'autre, de se baser sur l'égalité 438 et de chercher à évaluer approximativement, d'une manière convenable, le frottement R_0 pendant la marche à vide.

(Expériences sur la résistance, appareils et machines employés à ces expériences) a trouvé en moyenne pour un piston en fonte de 252,5 mm de diamètre $\mu = 0,2$, pour un piston recouvert de bronze, de 300 mm de diamètre et après un graissage effectué avec soin $\mu = 0,09$.

Marié (d'après la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*), 1881, p. 680, a trouvé ($b = 30$ mm),

$$\begin{aligned} \mu &= 0,0033 \text{ à } 0,0049 \text{ pour } p = 10 \text{ kg,} \\ \mu &= 0,0023 \text{ à } 0,0038 \text{ » } p = 200 \text{ » ,} \\ \mu &= 0,0017 \text{ à } 0,0025 \text{ » } p = 600 \text{ » ,} \end{aligned}$$

c'est-à-dire une diminution du coefficient à mesure que la pression augmente.

L'ingénieur « A. V. » *Prakt. Maschinenkonstrukteur*, 1879, p. 381 (Constructeur pratique de machines), a aussi trouvé que μ diminue à mesure que la pression augmente. D'après ces expériences on a, en graissant avec du suif :

$$\begin{aligned} \mu &= 0,091 \text{ pour } p = 7,46 \text{ kg,} \\ \mu &= 0,069 \text{ » } p = 86,66 \text{ » .} \end{aligned}$$

D'après des expériences de *Gollner*, qui pose :

$$R = \pi d b p \mu + R_0 \quad (438)$$

en désignant par R_0 la résistance pendant la marche à vide, de manière que $R_0 = R$ pour $p = 0$, ce coefficient du frottement additionnel varie de :

$$\mu = 0,064 \text{ avec } p = 10 \text{ kg/cmq à } \mu = 0,076 \text{ avec } p = 139 \text{ kg/cmq}$$

pour un piston en fonte de $d = 150$ mm avec $b = 24$ mm et pour une tige d'acier de $d = 50$ mm avec $b = 27$ mm. Dans les expériences, l'intérieur du cylindre était rempli d'eau distillée et la tige d'acier était soigneusement lubrifiée à l'huile (voir le rapport de l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1886, p. 155, sur le frottement des garnitures en cuir embouti).

La figure 376 représente un piston plongeur dont le cylindre est pourvu de la garniture dite en labyrinthe. On s'explique de la manière suivante l'efficacité de cette disposition. Le liquide contenu dans le cylindre et soumis à une pression correspondant à environ h mètres de hauteur d'eau, traverse d'abord l'étroite fente annulaire de la grandeur $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)$ en subissant une contraction unilatérale, il passe rapidement sur l'étendue x puis arrive dans la première cannelure dont la section, beaucoup plus grande, est $\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d^2)$, la remplit et subit alors un choc non élastique qui lui fait perdre presque complètement sa force vive. En entrant dans la fente annulaire voisine $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)$ le liquide doit subir une nouvelle accélération, et ainsi de suite. En supposant que cette théorie soit juste, l'efficacité de la garniture en labyrinthe résulte de ce que les cannelures donnent lieu à une diminution de la quantité de liquide qui s'échappe par les fentes annulaires $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)$:

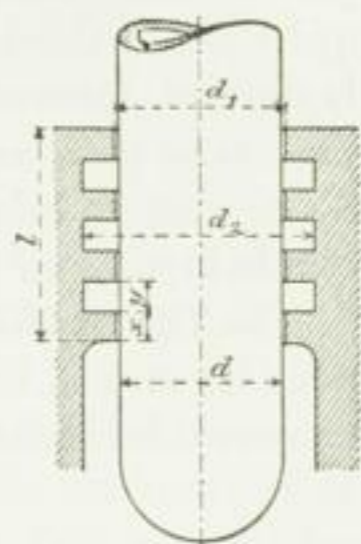


Fig. 376.

Tol³

$$V = \mu \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) \sqrt{2 g h}$$

de façon que le coefficient d'écoulement μ , déterminé par les coefficients de contraction et de résistance est d'autant plus petit que le nombre des cannelures est plus grand ¹.

Cette efficacité des cannelures suppose que le courant de liquide sortant des fentes $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)$ remplit le vide plus grand $\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d^2)$ qui lui est offert. Or, comme un coup d'œil sur la figure 376 peut le faire voir, il n'y a pas de raison pour que la mince couche de fluide de $0,5 (d_1 - d)$ d'épaisseur, qui s'infiltré entre les surfaces du piston et du cylindre, doive remplir la section des cannelures et, conséquemment, subir un choc non élastique. Au contraire, le courant d'eau tendra à conserver sa direction et, par suite, à éviter toute réduction de section. Si l'on veut être fondé à calculer, de la manière indiquée ci-dessus et généralement pratiquée d'ordinaire, il ne suffit pas d'avoir disposé des cannelures, mais il faut au moins obliger le *courant de liquide* à remplir la section agrandie qui lui est offerte.

C'est pour cette raison que, toutes autres conditions égales, c'est-à-dire pour les mêmes valeurs de d et d_1 , un piston à garniture en labyrinthe donne lieu à une plus grande perte de fluide que si les cannelures n'existaient pas. C'est ce que l'auteur avait établi dès 1875².

Sans cannelures, la quantité de liquide qui s'échappe atteindrait :

$$V_1 = \mu_1 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) \sqrt{2 g h}$$

Ici μ dépend non seulement de la contraction à l'entrée dans la fente annulaire mais aussi de la résistance qu'éprouve le liquide dans son trajet de longueur l . La grandeur de V_1 ne

¹ Pour plus de détails sur cette théorie et ce mode de calcul, on peut consulter, par exemple, *B. Grashof, Theoretische Maschinenlehre, 1^{er} volume, p. 473 à 476.*

² Voir la communication de l'auteur intitulée : « *Ein üblicher Fehler bei gewissen hydraulischen Rechnungen* » (Une erreur fréquente dans certains calculs d'hydraulique) dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 474 et suivantes.

T 8

serait donc supérieure à celle de V que si μ_1 était plus grand que μ , c'est-à-dire si la résistance au frottement trouvée par le liquide sur la surface métallique $\pi (d_1 + d) l$ était inférieure à celle existant avec l'état de choses représenté figure 376. En réalité c'est l'inverse qui a lieu¹. On doit donc signaler la garniture dite en labyrinthe, telle que nous venons de la décrire, comme un organe défectueux. Il semble tout naturel que ce jugement ne s'étende pas, sans plus ample informé, à d'autres cas dans lesquels les cannelures sont remplies d'une matière lubrifiante plus ou moins consistante et, en général, d'un corps plus épais que le liquide en présence duquel on doit réaliser l'étanchéité.

La figure 235, pl. 34, représente le piston plongeur creux d'une pompe d'épuisement, pour les mines. Ici, l'obturation s'obtient au moyen d'un presse-étoupes, au sujet duquel on trouvera des indications plus détaillées à l'art. Boîtes à étoupes (p. 526 et suivantes).

2. Pistons à plateau.

Les matières obturatrices dont l'emploi est le plus fréquent sont le chanvre et autres substances analogues, le cuir, le bois, le métal.

a. PISTONS A GARNITURE EN CHANVRE.

Les pistons à garniture en chanvre sont spécialement admissibles en présence de l'eau froide et chaude et de la vapeur humide, à basse température. L'emploi du chanvre est peu avantageux en présence de la vapeur sèche ou de la vapeur à une température élevée et contenant peu d'humidité, parce qu'on ne peut lui appliquer, aussi uniformément et en aussi grande quantité qu'il faudrait le faire, une matière lubrifiante capable d'empêcher la carbonisation qui, lorsque la température de la vapeur est élevée, se produit très rapidement par suite du frottement sur les parois du cylindre.

Comme la garniture en cuir est préférable, à cause de sa simplicité, en présence de l'eau froide, il ne peut guère être question d'employer le chanvre que pour les pompes servant à l'élévation d'un liquide chaud, telles que les pompes à eau chaude ou à air des machines à condensation, les pompes alimentaires pour eau préalablement chauffée, etc. Même dans ces cas, pourtant, la garniture en chanvre a été presque complètement remplacée par la simple garniture métallique.

La figure 236, pl. 34, montre, dans sa moitié de gauche, la garniture en chanvre de la pompe à eau chaude d'une machine à condensation. On comprend d'après cette figure la possibilité d'un entraînement de la garniture. Celle-ci se fait au moyen d'une corde de chanvre. L'emploi d'un bourrage en chanvre comme celui que l'on trouve dans les boîtes à étoupes ne doit pas être conseillé dans ce cas, où les fibres de chanvre doivent être, avant tout, bien assujetties et serrées les unes contre les autres, ce à quoi l'on arrive beaucoup mieux au moyen de la corde tordue qu'avec la tresse de chanvre.

¹ Il y a lieu de considérer en outre, dans le cas qui nous occupe, que le courant de liquide (formant une mince enveloppe cylindrique) glisse par sa surface extérieure, en franchissant les cannelures, non plus sur le métal, mais sur la masse d'eau qui se trouve dans les cannelures ; or, le frottement de l'eau sur l'eau est moindre que celui de l'eau sur une surface métallique, même quand celle-ci est polie aussi soigneusement que l'auteur l'a trouvée pendant ses recherches sur les soupapes (*Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand*, Berlin, 1884) (Expériences sur la charge et la résistance des soupapes).

Pour la hauteur moyenne h de la garniture et son épaisseur s en millimètres il suffit, si l'on introduit D en millimètres, de :

$$\left. \begin{aligned} h &= 4 \sqrt{D} \\ s &= \sqrt{D} \end{aligned} \right\} \quad (439)$$

Il convient d'ailleurs d'observer que la nécessité de refaire la garniture est d'autant moins fréquente que h et s sont plus grandes, mais que le poids du piston augmente avec h et s .

En ce qui concerne l'appréciation de la garniture en chanvre comparativement à la garniture métallique qui la remplace de plus en plus, nous devons encore insister sur ce fait que, dans les cas où il s'agit d'installer un piston ayant à se mouvoir dans un cylindre usé d'un seul côté et que l'on ne peut aléser, la garniture en chanvre est bien meilleure que celle en métal.

b. PISTONS A GARNITURE EN CUIR.

Le cuir est particulièrement admissible, comme garniture, pour les pompes qui élèvent de l'eau dont la température ne dépasse guère 30° C. On ne peut naturellement élever, avec des pistons garnis de cuir, des liquides qui attaquent cette matière, comme par exemple les eaux acides des mines.

Les figures 237, pl. 34, montrent un piston à *garniture retroussée, en cuir*, très convenable, par exemple, pour les pompes à eau froide des machines à vapeur à condensation, dans lesquelles on les trouve fréquemment, pour cette raison.

Ici la matière obturatrice forme un manchon conique, fait d'un seul morceau de cuir, cousu sans superposition et appelé *revers* (par analogie aux revers de bottes). A sa partie inférieure, ce revers est serré par un anneau en fer forgé (soudé) ou en cuivre, contre le corps en fonte du piston, et se trouve ainsi fixé à ce dernier. On peut presser l'anneau lui-même contre le revers, au moyen d'une pièce transversale et de la clavette qui traverse la tige du piston. Suivant la grandeur du diamètre il suffit de donner à la surface d'obturation une hauteur h de 8 à 15 mm. L'épaisseur du cuir atteint 3 à 5 mm.

La figure 238, pl. 34, représente un piston en bronze ou en laiton, pourvu d'une *garniture en cuir embouti*. Ce piston convient pour de très petites pompes de puits. Il est difficile de trouver un autre type de construction simple qui, pour des diamètres de cylindre de 70 à 100 mm, offre au liquide une section de passage aussi grande que celle donnée par le dispositif que nous signalons. En outre le piston, en dehors de la rivure du cuir de soupape, ne présente qu'un travail de tour. L'obturation résulte, comme dans le cas précédent, d'un excès de pression au-dessus du piston.

La figure 239, pl. 34, montre un piston, à garniture en cuir embouti, au moyen duquel l'obturation se produit des deux côtés. Ce piston convient pour les pompes à eau à double effet. Quand le cylindre de pompe est disposé verticalement il faut veiller, en construisant le piston, à éviter que l'air puisse demeurer à l'intérieur du cylindre, c'est-à-dire entre les soupapes d'aspiration et de refoulement.

La hauteur de cuir embouti qui produit l'obturation varie, suivant le diamètre, entre 12 et 20 mm, l'épaisseur du cuir entre 3 et 6 mm.

Le cuir trouve aussi son emploi, sous forme de disques, comme matière de garniture, de la façon indiquée pour le presse-étoupes dessiné, fig. 270, pl. 37.

c. PISTONS A GARNITURE EN BOIS.

Depuis quelque temps, le bois s'utilise comme matière de garniture pour les pistons de pompes à eau chaude des machines à condensation.

Les figures 240, pl. 35, représentent le système de garniture appliqué par *Corliss* à ses pompes à air¹. Le bois d'érable, qui forme ici la matière de la garniture, est poussé au début contre la paroi du cylindre, qui est en bronze, par deux anneaux en caoutchouc, jusqu'à ce que les morceaux de bois ne forment plus qu'une masse. Cette garniture doit être bonne et peu sujette à l'usure.

Les figures 241, pl. 35, montrent une garniture employée par *Krause*² et composée de segments en bois de chêne maintenus écartés les uns des autres par des ressorts en acier d'environ 3 mm d'épaisseur. Cette garniture doit donner de bons résultats.

d. PISTONS A GARNITURE MÉTALLIQUE.

Il y a lieu de distinguer ici : les pistons avec lesquels l'obturation est obtenue au moyen de pièces spéciales (anneaux de garniture), et les pistons dépourvus de pièces de ce genre.

α. Pistons avec anneaux de garniture.

Ces anneaux se font en bronze, en fonte et en acier. Le prix élevé du bronze ne permet d'employer cette matière que dans les cas où l'eau peut avoir une action chimique, par exemple pour les pompes à eau chaude des machines à condensation, pour les pompes foulantes destinées à l'élévation des eaux acides de mines, etc. Les anneaux de garniture en fonte qui, autrement, se conservent très bien et valent presque ceux exécutés en bronze, ne semblent pas devoir être conseillés. Pour les pistons à vapeur, on emploie à peu près exclusivement des anneaux en fonte tenace sans être trop tendre. Les anneaux en acier ne sont pas d'un usage fréquent.

Un des types de construction les plus simples, que représentent les figures 242, pl. 35, est le piston dit suédois. Dans deux cannelures du corps de piston se placent les deux anneaux en fonte, coupés chacun en un point de leur circonférence. Pour que ces anneaux produisent l'obturation, il faut que leur surface extérieure soit exactement cylindrique et s'applique, avec une certaine pression, sur la paroi du cylindre qui, nécessairement, doit être aussi exactement cylindrique que possible. Les anneaux doivent, en outre, être posés dans les cannelures de façon que les jonctions de leurs extrémités soient alternées, le mieux est de les placer à 180°. Enfin, les surfaces planes des anneaux doivent s'appliquer assez bien, sur les surfaces correspondantes des cannelures, pour produire l'obturation dans le sens des rayons, tout en pouvant se mouvoir facilement.

L'élasticité propre des anneaux offre le moyen le plus simple d'obtenir automatique-

¹ Voir *Radinger, Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika*, Vienne, 1878, p. 29 (Machines à vapeur et transmissions aux Etats-Unis d'Amérique).

² *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1879, p. 218.

ment leur application sur la paroi interne du cylindre. Cette élasticité s'obtient, en fabriquant les anneaux, de la manière suivante.

On coule un cylindre creux pourvu d'oreilles ou d'une bride destinées à le fixer sur le tour, ce cylindre bien tourné possède un diamètre extérieur dépassant de l'étendue $\frac{a}{\pi} + y$ le diamètre intérieur du cylindre dans lequel doit fonctionner le piston. Dans ce cas y est un supplément nécessaire pour que l'on puisse tourner plusieurs fois les anneaux. Il suffit, suivant la grandeur du diamètre du cylindre, d'avoir $y = 3$ à 8 mm. L'épaisseur de paroi de ce cylindre est alors :

$$s' = s + \frac{y^2}{2},$$

en supposant que s soit l'épaisseur que l'on se propose de donner à l'anneau. On détache ensuite les anneaux du cylindre en dressant avec soin leurs surfaces planes. On exécute ensuite l'enlèvement à la perceuse ou à la raboteuse de deux parties d'anneau, comme l'indiquent les figures. Les surfaces mn et op , perpendiculaires à l'axe de l'anneau, doivent ensuite être ajustées avec soin de manière à former joint en s'appliquant l'une sur l'autre. (On peut aussi tailler l'anneau en biseau et le munir d'une languette, comme le montre la figure 255, pl. 36). On resserre alors l'anneau sur lui-même au moyen d'un anneau de tension, on le fixe au plateau du tour et on le tourne au diamètre du cylindre. On peut, pour cette opération, se servir d'appareils spéciaux de serrage adaptés au plateau du tour¹, ou maintenir l'anneau contracté au moyen d'une plaque fixée, à l'aide de vis, à sa surface intérieure cylindrique et de bras qui le saisissent de dedans en dehors. A défaut d'une plaque ou d'un appareil tendeur de ce genre, le tournage n'est possible qu'à la condition d'avoir un anneau de tension dont la hauteur soit seulement égale à la moitié environ de celle de l'anneau de garniture qu'il doit contracter. Les trous nécessaires pour fixer la plaque servant à contracter l'anneau de garniture sont bouchés, lorsque l'anneau a été détaché de la plaque, au moyen de vis et de rivets. Dans beaucoup d'usines on perce les deux bouts superposés de l'anneau de garniture et l'on y introduit une goupille de retenue, comme l'indique la figure 245, pl. 35. Cela suppose, il est vrai, une forte épaisseur d'anneau.

Quand l'anneau est tourné et terminé, on peut le placer dans la cannelure du corps de piston et roder les surfaces planes en contact. Cette opération n'a pas seulement pour but d'obtenir une bonne obturation, mais est nécessaire pour que l'anneau puisse jouer, c'est-à-dire pour que son élasticité puisse être mise à profit.

Il est commode d'assurer la position réciproque des deux anneaux (points de jonction alternés à 180°), au moyen d'une goupille qui ne doit cependant pas nuire à l'effet de ressort des anneaux.

La description, donnée ci-dessus, du mode d'exécution des anneaux, permet de reconnaître que les conditions d'étanchéité indiquées plus haut sont réalisées quand ces anneaux sont neufs.

En service, il se produit peu à peu une usure des surfaces en contact avec le cylindre et, par conséquent, un écartement des bouts d'anneaux qui maintient le contact, tant que l'élasticité de l'anneau agit de l'intérieur à l'extérieur. Quand cet effet de ressort se rapproche de la limite zéro, l'anneau cesse d'être utilisable. La quantité de vapeur qui, par les points de jonction de plus en plus ouverts, passe derrière l'anneau et de là revient ensuite devant lui n'est pas importante. Si l'on veut l'annuler presque complètement, il est bon de

¹ Voir, par exemple, *Heusinger von Waldegg, Handbuch der speciellen Eisenbahntechnik* (Manuel de la technologie spéciale des chemins de fer), III vol., Leipzig 1875, p. 540.

245

recouvrir intérieurement les parties superposées d'une feuille de cuivre fixée à une seule des extrémités de l'anneau. On peut, à cet effet, utiliser dans certain cas la plaque employée à resserrer l'anneau pendant qu'on le tournait.

Il se produit en même temps, sur les surfaces planes de la garniture, une usure d'autant plus grande que l'épaisseur de l'anneau est plus petite.

Cela nous conduit à considérer les raisons qui déterminent l'épaisseur s de l'anneau. Plus cette épaisseur est grande, moindre est l'usure sur les surfaces planes, et plus la durée de l'anneau serait grande si cette durée dépendait seulement de l'usure; mais plus s est considérable, moindre est la grandeur de l'effet de ressort dont l'anneau est susceptible et plus tôt l'anneau cesse de s'appliquer contre le cylindre en vertu de son élasticité propre; plus s est grand, plus est grande aussi la pression originelle avec laquelle l'anneau porte sur la paroi du cylindre, en supposant qu'il ait toute l'élasticité dont il est susceptible; mais plus grands aussi deviennent le frottement du piston et l'usure du cylindre et de l'anneau dans le sens des rayons. Enfin les anneaux plus épais exigent un piston en plusieurs parties, parce qu'ils ne sont pas assez flexibles pour qu'on puisse les engager dans les cannelures d'un piston fait d'une seule pièce.

Les pistons des moteurs à vapeur présentent le plus souvent des anneaux épais, au peu d'élasticité desquels des appareils de tension spéciaux doivent venir en aide. Souvent aussi ces appareils sont réglables afin que l'on puisse obtenir une pression originelle relativement faible entre l'anneau et le cylindre. Les pistons sont en plusieurs pièces.

Pour les locomotives on a généralement adopté des anneaux minces et qui, par conséquent, n'exigent ni le dispositif spécial de tension, ni la division du piston en plusieurs parties. Il convient toutefois de considérer ici que l'usure des surfaces planes n'est pas sans importance et que d'ordinaire cette usure oblige à changer les anneaux plus souvent. Pour ne pas avoir à les mettre au rebut du premier coup, on a construit le piston de manière à pouvoir réaliser une réduction de hauteur de ses cannelures. La figure 243, pl. 35, représente un piston de ce genre, construit par *A. Gross*¹. Le piston se compose du corps avec son moyeu, du couvercle, de la pièce intermédiaire et des deux anneaux de 13 mm d'épaisseur et 30 mm de hauteur, pour 408 mm de diamètre de cylindre. Quand les surfaces planes sont usées ou abîmées, on les remet en bon état sur le tour, et l'on réduit des deux côtés la hauteur de la pièce intermédiaire, autant que l'exigent les anneaux diminués de hauteur. Cette diminution de la hauteur du piston augmente la grandeur de l'espace nuisible dans le cylindre à vapeur.

Pour que le peu d'épaisseur des anneaux ne donne pas lieu à une usure prématurée de leurs surfaces planes, *Derham*, à Blackburn, a construit le piston représenté figure 377 et dans lequel un ressort



Fig. 377.

spiral produit aussi une pression des anneaux sur les surfaces planes. Dans ces derniers temps, on a fait breveter beaucoup de garnitures de ce genre, comme, par exemple, fig. 378 (brevet allemand *Karl A. Zirn*, n° 20 033, 31 mars 1882).

Les appendices, biseautés vers l'intérieur, des anneaux de garniture sont poussés par des pièces en coin et un ressort ondulé, non seulement contre la paroi du cylindre, mais aussi contre les surfaces du piston qui correspondent à leurs faces planes. Figure 379 (*John Cooper* et *Thomas Pattinson*, brevet allemand

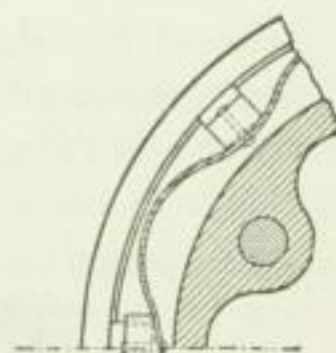
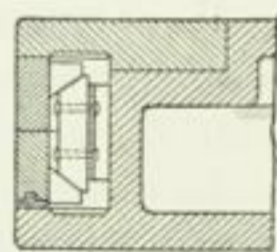


Fig. 378.

¹ *Heusinger's Organ*, 1876, p. 54.

n° 59 326, du 5 novembre 1890), les anneaux de garniture pourvus de rebords coniques sont poussés vers l'extérieur, dans les directions radiale et axiale, par un ressort hélicoïdal de forme correspondante.

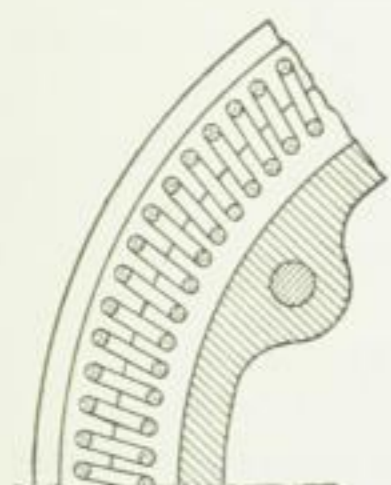
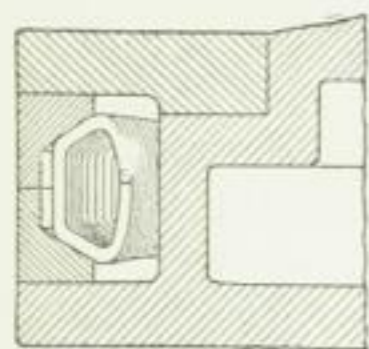


Fig. 379.

Figure 380 anneau de garniture en trois parties, deux ressorts hélicoïdaux. Voir aussi le brevet allemand n° 24 147. Figure 381 (*F. Hoffmann*, brevet allemand n° 25 433, du 1^{er} juillet 1883) les rebords coniques des anneaux de garniture sont pourvus d'entailles destinées à augmenter leur flexibilité dans le sens des rayons. Figure 382 (*Haniel et Lueg*, brevet allemand n° 53 703, du 21 janvier 1890) les anneaux intérieurs coniques et jointifs sont écartés l'un de l'autre, dans la direction de l'axe, par des ressorts à boudin insérés dans leur épaisseur, de manière à pousser à la fois les anneaux de garniture dans la direction des rayons et dans celle de l'axe. Des analogies existent entre ce dernier type de construction et les garnitures de pistons brevetées sous le n° 24 380 par *Mac Laine*, sous le n° 26 129 par *William Rowan* et sous le n° 44 053 par *C. H. Jüger*, et dans lesquelles sont employés des ressorts annulaires ondulés dans la direction de l'axe, écartés de la paroi du cylindre et placés entre les anneaux de garniture. *Hermann Kühne*, brevet allemand

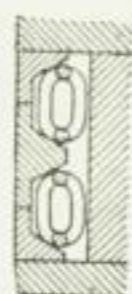


Fig. 380.

n° 36 739, du 11 février 1886, serre deux disques ondulés dans le moyeu du piston, à peu près au milieu de sa hauteur. Ces disques sont infléchis vers leur circonférence (de manière

à former une enveloppe conique ondulée), et leur flexion est assez forte pour que les anneaux de garniture soient poussés aussi bien dans le sens des rayons que dans celui de l'axe et tant contre le cylindre que contre le piston.

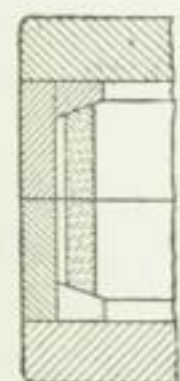


Fig. 381.

Les figures 250 et 251, pl. 33, représentent le piston de la *Rheiner Maschinenfabrik Windhoff et Cie* à l'état de tension et détendu. Les anneaux de garniture ne sont pas tournés à un diamètre supérieur à celui du cylindre — et doivent par conséquent s'appliquer exactement, quand ils sont neufs, sur la paroi circulaire du cylindre —, par contre, on laisse le ressort en double cône un peu plus grand : la tension des anneaux de garniture s'obtient alors par le serrage des vis du piston. Le choix de l'inclinaison du ressort en double cône influe sur la pression avec laquelle les anneaux appuient sur la paroi du cylindre.



Fig. 382.

La garniture de piston de *Cremer*, dont l'anneau à extension automatique a une forme spirale et des surfaces planes parallèles, fig. 383, mérite surtout l'attention à cause de la faible pression, à l'unité de surface, qu'elle produit entre le cylindre et le piston. La figure du haut représente cet anneau détendu tandis que celle du bas le montre comprimé sur lui-même. Les endroits où les surfaces planes sont coupées sont recouverts de petites plaques. Entre le corps du piston et la garniture de forme spirale est placé un anneau de centrage ondulé, fig. 384. L'anneau de garniture, d'épaisseur uniforme, se taille au tour sur un cylindre creux dont le diamètre est de 4 à 5 pour cent plus grand, en découpant ce cylindre en forme de vis que l'on coupe aux extrémités de son pas. On resserre ensuite cet anneau, tant dans la direction de l'axe que dans celle du rayon, puis on lui donne, sur le tour, avec le diamètre du cylindre, une épaisseur uniforme et des

faces planes parallèles. Sur les grands pistons, il convient de monter une seconde spirale de pas inverse à celui de la première, à l'intérieur de laquelle on la place. La *Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft*, ancienne maison *Bechem et Keetman*, à Duisbourg-sur-Rhin fournit des pistons de ce genre, ainsi que les garnitures isolées.

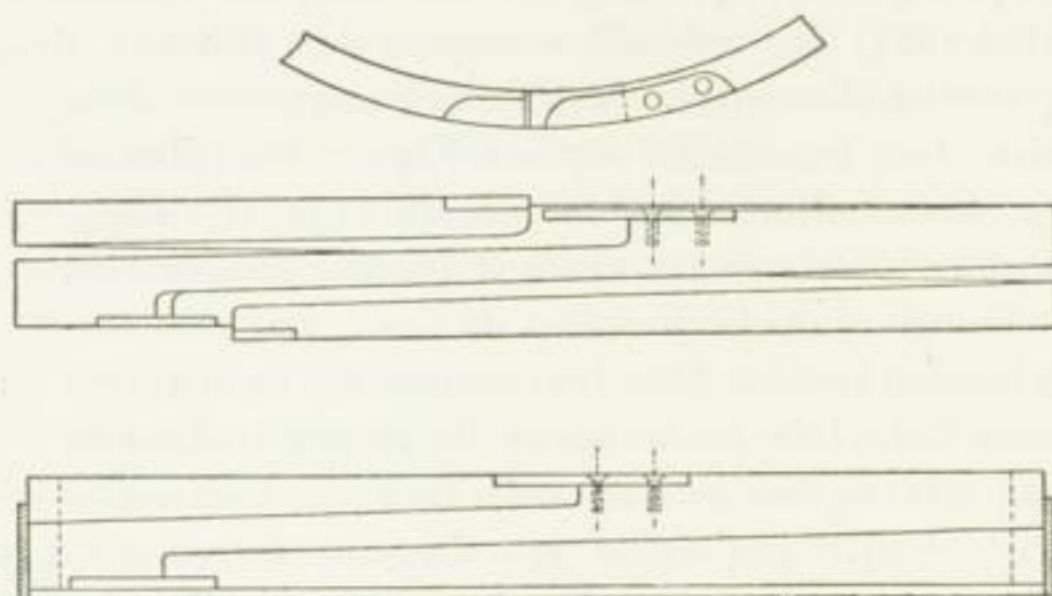


Fig. 383.



Fig. 384.

Le désir de rendre la garniture réglable sans qu'il soit nécessaire d'ouvrir le cylindre ou d'enlever le piston a conduit quelques inventeurs à percer la tige de ce dernier afin d'opérer le réglage à travers la cavité obtenue. *O. Müller* (brevet allemand n° 58 446, du 15 janvier 1891), conduit par cette voie, jusqu'au piston, une tige de traction sur laquelle est vissée une traverse qui, si l'on exerce une traction sur la tige, vient s'appuyer sur un manchon conique, celui-ci, à son tour, pousse vers le dehors les appuis des ressorts annulaires d'anneaux de garniture. Dans le système breveté sous le n° 34 882, par *George Delagneau* et *John H. Graham*, le réglage s'obtient en faisant tourner un arbre contenu dans la tige creuse du piston.

Les dispositifs qui viennent d'être décrits inspirent des craintes qui sont moins grandes avec le piston *Lwowski*, brevet allemand n° 43 857, du 2 décembre 1887, dont l'appareil d'extension des anneaux de garniture peut se manœuvrer du dehors (en ouvrant le fond du cylindre), au moyen d'un arbre excentrique placé sur le piston et que l'on peut faire tourner sans qu'il puisse, de lui-même, se mouvoir en arrière. Cet arbre imprime aux anneaux de tension un mouvement grâce auquel ils exercent une pression sur les coins de tension des anneaux obturateurs. Ce système particulier de construction de piston est en outre plus parfait que ceux qui viennent d'être décrits ci-dessus.

Les anneaux obturateurs à pression automatique doivent-ils avoir la même épaisseur dans toutes leurs parties, ou doit-on leur donner une épaisseur variable ? Le calcul suivant peut répondre à cette question. Si l'on désigne par :

- r_1 le rayon de courbure de la ligne médiane de l'anneau non tendu, pour une section quelconque de cet anneau,
- r le rayon de courbure de la ligne médiane de l'anneau tendu, à la même place,
- M le moment fléchissant, qui agit sur cette section de l'anneau tendu,
- I le moment d'inertie à considérer pour la même section en présence de M ,
- α le coefficient d'allongement de la matière de l'anneau.

On a, d'après la formule 109, p. 30, en supposant que la hauteur de la section soit petite comparativement au rayon de courbure :

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \alpha \frac{M}{I}.$$

En partant du principe que la pression à l'unité de surface entre l'anneau et le cylindre doit avoir partout la même valeur p , et en admettant que l'épaisseur de l'anneau soit assez faible comparativement au rayon r , pour que ce rayon puisse se confondre avec celui de l'alésage du cylindre, pour la section déterminée par l'angle au centre φ , fig. 385, on trouve :

$$M = \int_{\varphi}^{\pi} p h r d\psi r \sin(\psi - \varphi) = p h r^2 (1 + \cos \varphi),$$

en admettant que h soit la hauteur de l'anneau.

En introduisant cette valeur dans l'égalité précédente et avec :

$$I = \frac{1}{12} h s^3$$

on a :

$$s^3 = \frac{12 p r^2 (1 + \cos \varphi)}{\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1}\right)} \alpha \quad (440)$$

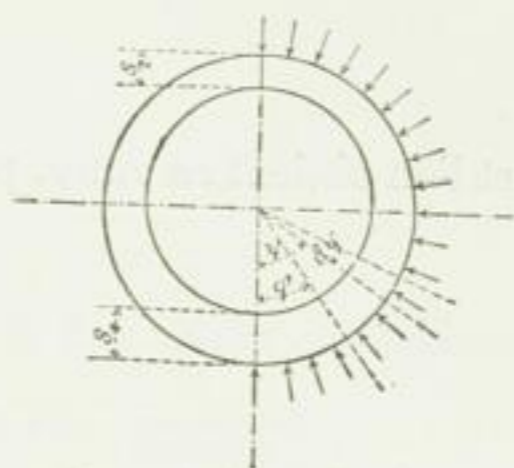


Fig. 385.

Cette égalité démontre nettement l'influence de s sur p . La dernière de ces valeurs croît avec la troisième puissance de s .

L'épaisseur s_1 de l'anneau, pour la section déterminée par $\varphi = 0$ se trouve au moyen de :

$$s_1^3 = 12 \frac{2 p r^2}{\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_1}\right)} \alpha \quad (441)$$

La division de l'égalité 440 par 441 donne :

$$\left(\frac{s}{s_1}\right)^3 = \frac{1 + \cos \varphi}{2}$$

et, par suite, la loi suivant laquelle l'épaisseur de l'anneau doit se modifier :

$$s = s_1 \sqrt[3]{\frac{1 + \cos \varphi}{2}}, \quad (442)$$

d'où :

pour $\varphi = 0$	45°	90°	135°
$s = s_1$	$0,95 s_1$	$0,8 s_1$	$0,53 s_1$

D'après cela, on pourrait établir la limite intérieure de l'anneau, du moins dans l'hypothèse non justifiée pour la fonte, ordinairement employée pour ces anneaux, de l'invariabilité de α . Par suite de l'usure que l'on devrait, par exemple, s'attendre à trouver égale en tous sens, au moins au début, pour une machine verticale, à cause de l'égalité de valeur de p , le rapport de $\frac{s}{s_1}$, ainsi établi, serait d'ailleurs rapidement modifié. Nous nous contenterons en conséquence de prendre, par approximation, comme limite intérieure, un cylindre circulaire, excentrique au cylindre extérieur, de façon que, pour $\varphi = 180^\circ$, on ait :

$$s_2 = 0,7 s_1 \quad (443)$$

Il faut en même temps tenir compte de cette circonstance que l'usure exerce relativement plus d'influence sur les endroits minces que sur les endroits épais.

¹ A la connaissance de l'auteur cette formule a été établie d'abord par Vinkler et plus tard aussi par Grashof (*Theorie der Elasticität und Festigkeit*, 1878, p. 271).

T W

La distance des deux axes de cylindres atteint alors $\frac{s_1 - 0,7 s_1}{2} = 0,15 s_1$.

Pour trouver les épaisseurs d'anneaux nécessaires, nous exécuterons les calculs suivants dont les résultats, à la vérité, ne peuvent prétendre qu'à une exactitude approchée.

De la formule 441 on tire :

$$s_1^3 = r^3 \frac{24 p}{\frac{r_1 - r}{r_1}} \alpha,$$

et l'on obtient en outre, pour $\varphi = 0$:

$$M_{max} = 2 p h r^2 = \frac{k_f}{6} h s_1^2,$$

$$p = \frac{k_f}{12} \frac{s_1^2}{r^2}.$$

En introduisant cette valeur pour s_1 dans la formule, on trouve :

$$s_1 = 2 \alpha k_f r \frac{r_1}{r_1 - r}.$$

Avec la valeur moyenne $\frac{r_1}{r_1 - r} = 40$, correspondant à $r_1 = \frac{40}{39} r$ (anneaux épais), avec $k_f = 1000$ pour une matière de qualité très bonne et une charge immobile ; enfin, avec $\alpha = \frac{1}{800\,000}$ on a :

$$s_1 = 2 r \frac{1000}{800\,000} 40 = \frac{D}{20},$$

en supposant que D désigne le diamètre intérieur du cylindre ; on a en outre :

$$p = \frac{1000}{12} \left(\frac{1}{10} \right)^2 = 0,83 \text{ kg/cmq},$$

valeur qui permet d'apprécier approximativement le frottement des anneaux neufs sur les parois des cylindres.

Comme, d'après la figure 242, pl. 35,

$$a = 2 \pi (r_1 - r),$$

on a :

$$a = 4 r \frac{r_1}{s_1} \pi k_f \alpha, \quad (444)$$

d'où l'on peut tirer inversement, pour une jonction comme celle de la figure 242, la valeur admissible de a pour s_1 donné, soit en somme la longueur de la partie découpée dans l'anneau et dont on doit diminuer la circonférence de l'anneau pour pouvoir introduire cet anneau dans le cylindre.

Pour qu'un anneau d'épaisseur variable puisse pénétrer dans les cannelures du piston, il faut l'ouvrir suffisamment pour que son diamètre extérieur devienne en nombre rond $D + 2 \cdot 0,85 s_1 = 2 (r + 0,85 s_1)$. Or, si l'on admet que $2 r_1 = 2 r + 0,85 s_1$, il faut que le diamètre, à l'état de tension nulle, soit augmenté de $0,85 s_1$, le rayon est ainsi $\frac{0,85 s_1}{2}$, cela donne :

$$s_1 = r \frac{2 \alpha k_f}{0,85 s_1} \frac{2 r_1}{2}$$

$$s_1^2 = r r_1 \frac{4 k_f}{0,85} \alpha,$$

d'où l'on tire, par approximation :

$$s_1 = r \sqrt{\frac{4 k_f}{0,85} \alpha} = D \sqrt{\frac{k_f}{0,85} \alpha},$$

c'est-à-dire que l'épaisseur doit être au plus :

$$D \sqrt{\frac{k_f}{0,85} \alpha},$$

si l'on veut que l'anneau ne se brise pas lors de sa mise en place. Si l'on admet que l'effort, pendant ce travail exécuté avec soin, est de 1100 kg, on obtient avec $\alpha = \frac{1}{800\,000}$

$$s_1 \leq D \sqrt{\frac{1100}{0,85 \cdot 800\,000}} = \approx \frac{D}{25}.$$

Si l'on donne la préférence à des anneaux épais, on peut adopter comme dimensions :

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= \frac{D}{20}, & s_2 &= 0,7 s_1, \\ h &= s_1 \text{ à } 1,5 s_1, \\ a &= 0,075 D. \end{aligned} \right\} \quad (445)$$

La plus petite valeur de h pour des machines verticales, la plus grande pour des machines horizontales.

Les dimensions d'anneaux plus minces, qui doivent s'adapter, dans les rainures, aux surfaces dressées du piston, sont :

$$\left. \begin{aligned} s_1 &\leq \frac{D}{25} \text{ pour les anneaux d'épaisseur variable,} \\ \text{et } s_1 &\leq \frac{D}{30} \quad \text{»} \quad \text{»} \quad \text{uniforme,} \\ h &= 2 s_1, \\ a &= \frac{5}{4} h \text{ à } 1,5 h \text{ ou } 0,1 D \end{aligned} \right\} \quad (446)$$

avec :

$$s_1 = \frac{D}{25} \text{ et } a = \frac{10}{4} s_1 \text{ on tire de la formule 444 :}$$

$$a = r \left(\frac{r_1}{s_1} \right) 4 \pi k_f \alpha,$$

¹ En réalité les choses se passent différemment suivant que — sans parler d'autres circonstances — l'anneau a ou n'a plus sa croûte de fonte à l'intérieur. Dans le premier cas, d'après les expériences de l'auteur, le coefficient d'extension α , la résistance de l'anneau à la flexion et sa tendance à une déformation persistante se montrent inférieurs à ce qu'ils sont quand la croûte de fonte est enlevée (voir p. 90 et suivantes). On ne doit pas oublier qu'avec une fatigue de la fonte correspondant à $k_f = 1100$ kg, surtout quand l'effort se produit du côté de la fibre tirée, il faut s'attendre à des déformations persistantes très sensibles (voir, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1888, p. 194, des expériences de l'auteur qui aboutissent à cette conclusion.

$$2,5 = \infty (12,5)^2 \frac{4 \pi}{800\,000} kf,$$

$$kf = \infty 1000.$$

en outre :

$$p = \frac{1000}{12} \left(\frac{1}{12,5} \right)^2 = 0,53 \text{ kg.}$$

Pour le choix de l'épaisseur des anneaux, il ne faut pas perdre de vue ce qui a été dit pages 512 et suivantes. Les figures 377 et suivantes montrent nettement la tendance à diminuer aussi l'usure sur les surfaces planes des anneaux de garniture et, si elle se produit, à annuler son influence nuisible sur l'obturation.

Les indications données au sujet de l'épaisseur des anneaux ne sont naturellement pas applicables, telles quelles, aux types particuliers de construction décrits ci-dessus et représentés figures 377 et suivantes. En pareils cas, il est nécessaire de tenir compte des conditions particulières du système.

Le diamètre du corps de piston ne doit être que très peu inférieur à celui de l'alésage du cylindre (voir l'exception dans la note ¹ au bas de la page 525). Si les anneaux dépassent notablement le piston, les surfaces planes s'abîmeront plus tôt que dans le cas contraire, comme on peut le voir en considérant la figure 386. A cela s'ajoute, pour les pistons de machines à vapeur, l'augmentation de l'espace nuisible et celle des surfaces sur lesquelles se produisent, entre la vapeur et les masses du cylindre et du piston, les échanges de chaleur nuisibles au rendement des moteurs.

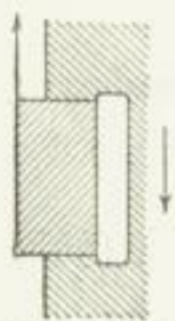


Fig. 386.

La figure 244, pl. 35, montre la construction d'un piston analogue à celui de la figure 242. Le corps est en fer forgé ; les anneaux, superposés au nombre de deux à cinq, sont en acier ou en bronze ou encore en fer forgé de 6 à 12 mm d'épaisseur et 6 à 10 mm de hauteur. Ils sont coupés en biseau au point de jonction et s'appliquent sur la paroi du cylindre en vertu de leur élasticité propre. Cette construction se distingue par sa simplicité et son bon marché. Les jonctions forment, il est vrai, des petits canaux par lesquels s'échappe la vapeur ; mais on obvie suffisamment à cet inconvénient en alternant ces jonctions et en disposant plus de deux anneaux, dans les cas où ce piston trouve son emploi.

Les pistons figures 242 et 244 donnent de plus grands espaces nuisibles et offrent aux échanges de chaleur des surfaces plus grandes que le font les pistons fermés ; ils ne conviennent donc pas pour les machines à vapeur dans lesquelles la quantité de travail contenue dans la vapeur doit être utilisée le mieux possible.

Un type de construction certainement préférable à ce point de vue est celui de la figure 245, pl. 35, qui représente un piston à vapeur de *G. Kuhn*. La figure 246, pl. 35, montre un piston à vapeur, avec anneau spécial de tension, pour petits diamètres de cylindres. Avec ces deux systèmes, on a eu soin d'empêcher que les jonctions alternées des anneaux obturateurs puissent arriver à se superposer. Les vis et écrous sont en outre disposés de manière à ne pouvoir se desserrer.

La figure 247, pl. 35, représente un piston de pompe à eau chaude pour machine à condensation. Ici les anneaux de garniture sont en bronze et — comme sur la figure 246 — sont encore poussés vers l'extérieur par un anneau spécial de tension.

La figure 248, pl. 35, montre un piston de machine soufflante tel que *Riedler*¹ en

¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 3.

construit pour des souffleries horizontales d'appareils Bessemer. L'assemblage avec la tige s'obtient au moyen d'une clavette à demi-noyée, pour laquelle on a réservé un vide correspondant, dans la boîte du presse étoupes. Les anneaux de garniture sont aussi poussés dans le sens de l'axe par un ressort spiral. L'immobilité des vis est assurée par des plaques qui, insérées dans une rainure à queue d'aronde, recouvrent complètement les têtes de vis et sont maintenues à leur place par des vis de serrage.

Les figures 249, pl. 35, donnent la construction d'un ancien piston avec appareil spécial de réglage. Au moyen de deux vis qui appuient, d'une part sur un anneau c , formant ressort, et d'autre part sur les deux pièces d , en forme de coins, on peut écarter plus ou moins les deux anneaux de garniture. Pour que les coins, dans leur mouvement vers l'extérieur, ne puissent former des rainures dans le cylindre, il faut les faire en bronze très tendre. Cela est d'autant plus nécessaire que l'usure radiale des coins doit être beaucoup plus importante que celle des anneaux. Quand les anneaux ont pris une usure de x dans le sens du rayon, le coin doit s'être avancé vers l'extérieur, dans le même sens, de $\pi x \operatorname{ctg} \alpha$, c'est-à-dire de $3,14 x$ pour la plus grande valeur admissible de α soit $\alpha_{max} = 45^\circ$. L'usure du coin est donc au moins trois fois aussi grande que celle de l'anneau. Si la valeur relative de l'usure, susceptible de se produire sur la matière du coin et celle du cylindre, ne répond pas à ce rapport, il se produit inévitablement une rayure creuse ou une saillie sur la paroi du cylindre. Comme la pression de l'anneau contre le cylindre est plus grande au voisinage du coin qu'ailleurs, on devra s'attendre à ce qu'il se produise, sur cette partie du cylindre, une usure plus forte, même quand l'angle du coin 2α ne dépasse pas 60° à 75° . Tant que le coin ne porte pas encore sur le cylindre, une partie de ce dernier reste préservée de l'usure à cause de l'ouverture de la fente, dont la largeur augmente avec l'usure, ce qui peut occasionner une saillie sur la paroi du cylindre.

De ce qui a été dit résulte que les dispositifs produisant la pression des anneaux au moyen de coins, de la manière indiquée, ont l'inconvénient d'une usure irrégulière, à laquelle on ne peut obvier qu'imparfaitement en grandissant h et en diminuant α autant que possible.

Les types de construction représentés figures 252 et 253, pl. 36, montrent des appareils de réglage analogues.

La tension de l'anneau s'obtient d'une manière plus parfaite avec le piston représenté figure 254, pl. 36. Ici l'on n'a plus les inconvénients sur lesquels nous avons dû insister à propos du piston à tension par coins.

On employait autrefois pour de grosses machines, et particulièrement pour des pompes élévatoires, le type de piston représenté figure 255, pl. 36. La pression de l'anneau contre le cylindre est secondée par du chanvre qui se trouve dans l'espace c . Ici l'anneau est coupé en biseau et pourvu d'une languette fixée par des vis à la plaque qui a servi à le contracter, pendant qu'on le tournait ; cette plaque, à son tour, est fixée à l'une des extrémités de l'anneau (voir ce qui a été dit p. 511). On ne donnait ordinairement à ces anneaux de garniture que $0,02 D$ à $0,025 D$, et une hauteur égale à quatre ou cinq fois l'épaisseur ; la garniture de chanvre avait à peu près la même épaisseur que l'anneau.

On trouve des pistons analogues dans la marine, mais leurs anneaux normaux de garniture sont poussés, contre le corps du piston, non par du chanvre, mais par un grand nombre de ressorts. Depuis quelque temps, toutefois, la marine semble aussi adopter des types de pistons dont les anneaux de garniture sont poussés, non seulement dans le sens des rayons, mais aussi dans celui de l'axe.

Kieselbach n'emploie qu'un anneau de garniture avec un piston de hauteur relativement grande, ainsi qu'on peut le voir sur les figures 387 et 388 (cette dernière est exécutée

T 12

à une échelle agrandie). Suivant son diamètre le corps du piston est pourvu de 4 à 8 nervures radiales. Pour des diamètres supérieurs à 500 mm ces nervures sont reliées par d'au-

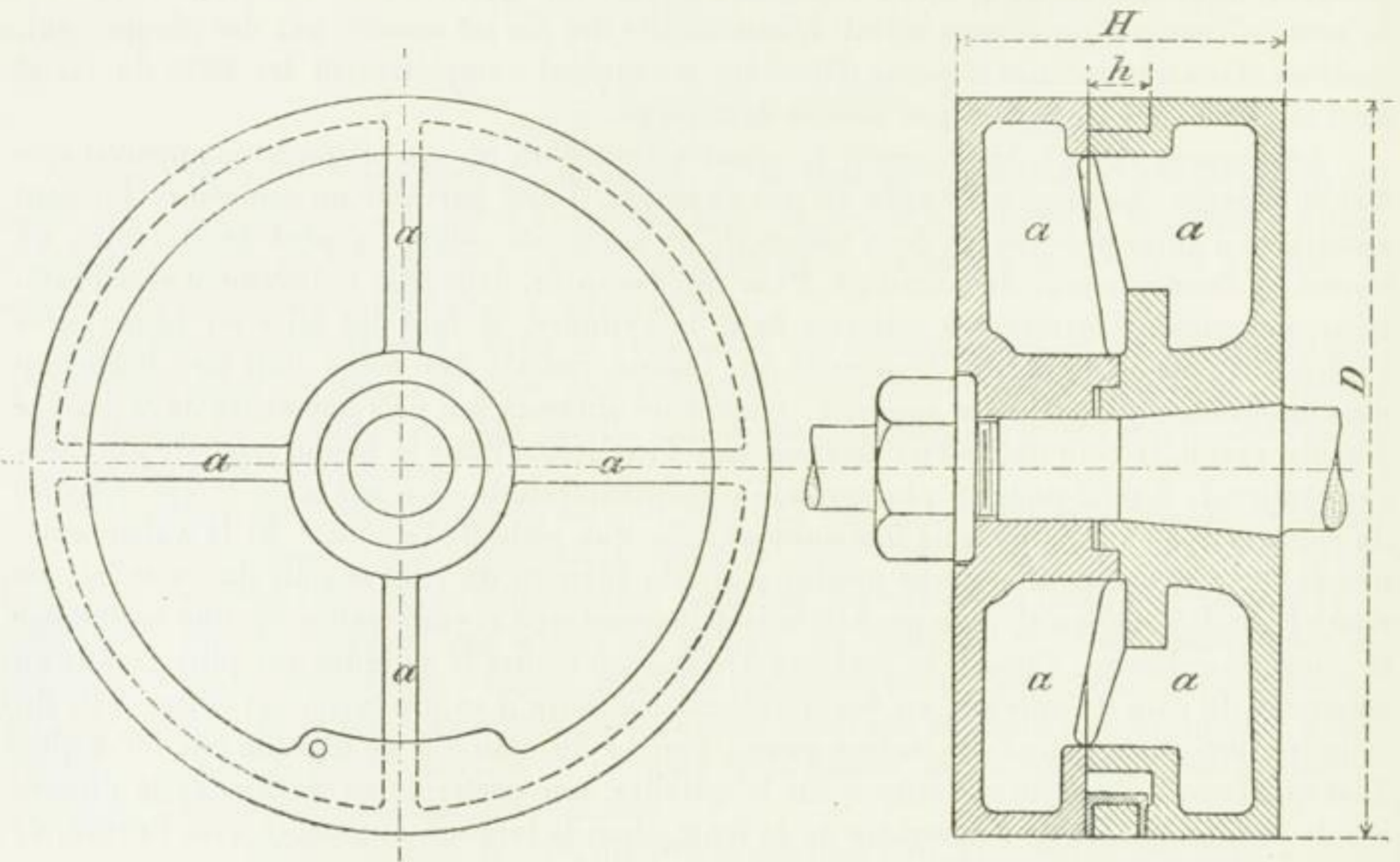


Fig. 387.

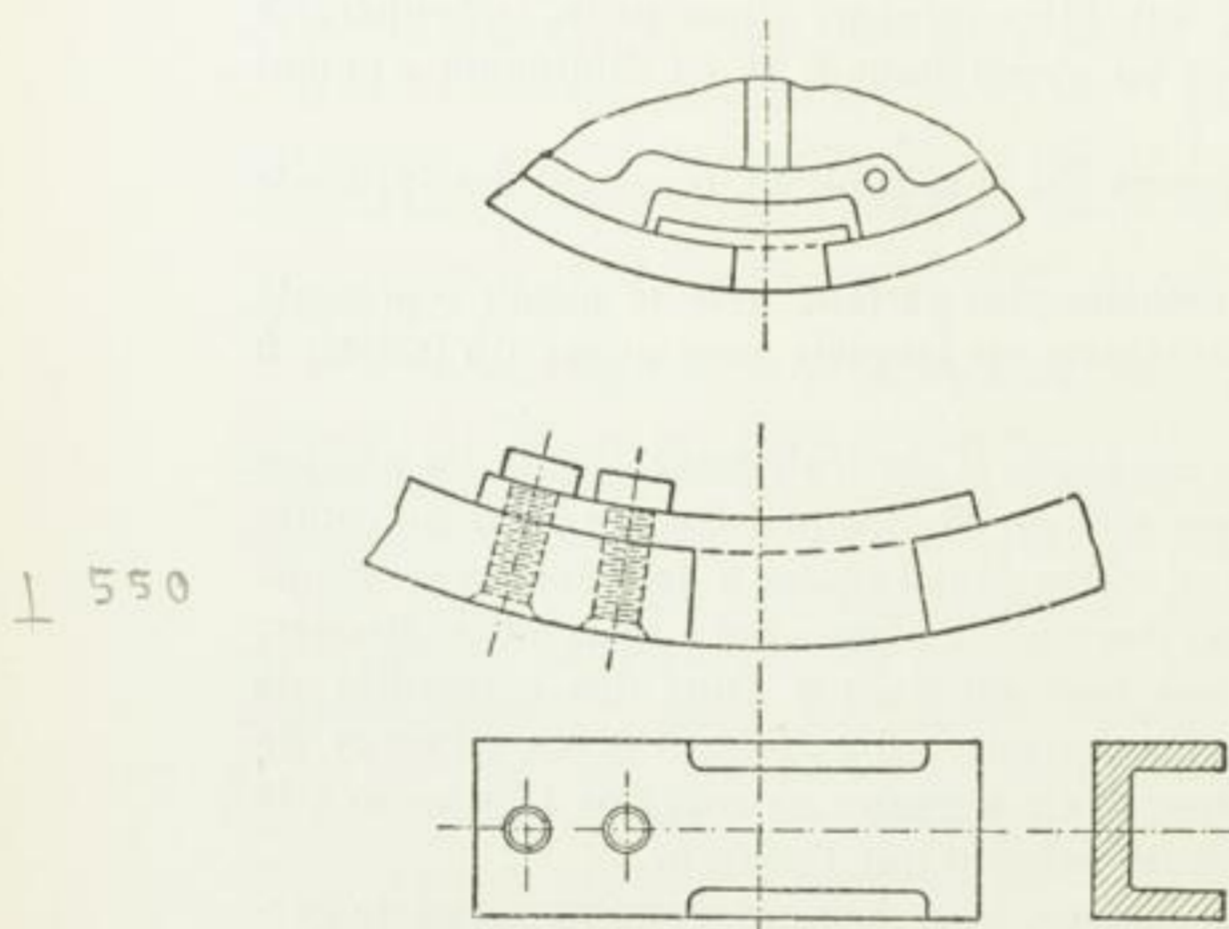


Fig. 388.

tres qui les traversent. La hauteur du piston correspond à l'égalité :

$$H = 0,35 D + 40 \text{ mm},$$

l'épaisseur de l'anneau à la relation :

$$s = 0,03 D + 5 \text{ mm},$$

avec les hauteurs d'anneau :

$$\begin{aligned} h &= 26 \text{ mm} \text{ pour } D = 150 \text{ à } 290 \text{ mm}, \\ h &= 30 \text{ » } \text{ » } D = 310 \text{ » } 520 \text{ »}, \\ h &= 36 \text{ » } \text{ » } D = 350 \text{ » } 700 \text{ »}. \end{aligned}$$

Les pistons avec anneaux de garniture dont il vient d'être traité peuvent se diviser en deux groupes : ceux dont les anneaux de garniture s'appuient contre le corps du piston et ceux pour lesquels il n'en est pas ainsi. La première classe, à laquelle appartiennent les types de construction figures 253, 254, 255, pl. 36, peut être distinguée par la désignation de groupe des garnitures *d'appui* ; la seconde classe, à laquelle appartiennent les pistons figures 242 à 249, pl. 35, figure 250, pl. 33, figure 252, pl. 36, serait alors le groupe des garnitures *libres*. Les deux genres de garnitures sont admissibles pour les

pistons animés d'un mouvement vertical ; pour les machines horizontales que l'on ne peut regarder comme petites et dont le diamètre de piston est de 400 mm et au-dessus, on doit, en supposant que le poids du piston et de la partie de tige à considérer ne soit pas supporté d'une autre manière, le soutenir au moyen d'une garniture d'appui.

β. Pistons sans anneaux de garniture.

A cette classe appartiennent les pistons à *garnitures en labyrinthe*, au sujet desquels nous devons renvoyer nos lecteurs aux pages 507 et suivantes.

Nous devons aussi traiter des pistons *rodés*. La figure 256, pl. 35, montre un des deux pistons de ce genre installés sur une pompe à incendie, à simple effet et manœuvrée à bras¹. Au milieu du piston qui est en bronze et se meut dans un cylindre en bronze, se trouve une rainure pour la graisse et les saletés. Les surfaces qui limitent le piston à ses extrémités doivent aboutir au cylindre en formant un angle aigu afin que la saleté, etc., qui se trouve sur la paroi soit sûrement raclée et ne puisse pénétrer entre les surfaces obturatrices. La durée d'étanchéité de ces pistons rodés et étanches à l'air atteint — quand l'exécution est bonne et la matière convenable — de quatre à cinq ans, même dans les villes où les pompes servent souvent. Il faut alors, il est vrai, une réparation qui peut consister dans la pose d'un cuir embouti, comme celui de la figure 257, pl. 35, ou dans le remplacement du piston par un autre que l'on rode à son tour.

Un piston ainsi rodé a l'avantage de donner lieu à peu de frottement et d'assurer l'étanchéité tant que l'usure n'a pas fait de grands progrès, lors même que la pompe est restée des mois sans fonctionner et a séché pendant les fortes chaleurs de l'été.

Il est vrai que tous les constructeurs de machines ne réussissent pas à exécuter des pistons rodés bien étanches à l'air. Il faut pour cela des ouvriers bien au courant de ce travail spécial. C'est à cause de cette circonstance que les pistons rodés sont à peine mentionnés dans les manuels techniques, bien qu'ils soient anciens et qu'il en existe des milliers, sans parler des pistons d'indicateurs².

En ce qui concerne l'exécution de ces pistons nous signalerons les points suivants. Le cylindre en bronze, alésé avec soin, subit un rodage préalable au moyen d'un piston extensible, comme celui de la figure 258, pl. 37, auquel on doit donner un mouvement hélicoïdal. C'est seulement après que l'on rode le piston de pompe et, pour cette opération, le mieux est d'employer, avec de l'huile, du verre en poudre impalpable et exempt de petits grains.

Si le cylindre a une paroi mince et est exposé, pendant son service, à une pression élevée, il est bon de le soumettre, avant de le roder, à une pression à peu près double de celle qu'il doit subir et de le laisser pendant longtemps sous l'influence de cette pression. On élève ainsi la limite d'élasticité, ce qui est très avantageux avec le bronze, et l'on assure l'étanchéité pour l'avenir.

La figure 259, pl. 36, montre un piston rodé tel que l'auteur l'a construit pour des pompes à incendie. On voit, par le tracé pointillé du dessin, qu'il est facile d'adapter des cuirs emboutis à ce piston quand il a pris de l'usure. Lorsqu'il est neuf, un disque en bois remplace la partie plane du cuir embouti.

¹ Pour plus de détails sur ces pistons et leurs accessoires, voir le travail de l'auteur : « *Die Konstruktion der Feuerspritzen* », (Construction des pompes à incendie), Stuttgart 1883, particulièrement aux pages 59 et suivantes.

² Depuis quelque temps, *Amsler-Laffon et fils* à Schaffhouse, ont entrepris la construction des machines à pistons rodés, pour l'essai des matériaux.

3. Corps de pistons.

De même que la garniture, le corps du piston et sa fixation à la tige méritent toute l'attention du constructeur.

Lorsque des actions chimiques, des forces agissant par choc, et la nécessité d'obtenir un poids aussi réduit que possible, n'obligent pas à adopter une autre matière, on fait le corps de piston en fonte ; depuis quelque temps on le fait, fréquemment aussi, en acier de moulage. On n'emploie ordinairement le bronze ou les alliages analogues, pour la construction des pistons, que si ces derniers doivent être rodés et avoir une surface formant joint étanche qu'il convient alors de maintenir en bon état aussi longtemps que possible ; ces alliages s'emploient aussi quand le liquide attaque trop le fer ou quand la dimension ou une nécessité spéciale de construction font paraître l'emploi du bronze plus avantageux. On n'emploie guère le fer ou l'acier que si les parties mobiles doivent être aussi légères que possible ou quand le mode d'action de la force exige l'emploi du fer malléable.

Les matières autres que celles nommées ci dessus ne s'emploient qu'exceptionnellement.

Dans la construction des pistons en fonte, il est nécessaire d'adopter une forme qui ne permette pas aux tensions du métal d'acquiescer une grandeur dangereuse ; on doit aussi se préserver de ces tensions avec l'acier de moulage, qui doit être tenace, en le soumettant au besoin à un recuit prolongé. Quand le genre de garniture oblige à composer le corps de piston de plusieurs pièces assemblées au moyen de vis, il faut faire ces dernières ou leurs écrous en bronze, pour empêcher que la rouille finisse par les souder à la longue. Il faut aussi avoir soin que la séparation des pièces du corps de piston, si elle devient nécessaire pour l'examen et l'extension de la garniture, puisse s'opérer sans nuire aux surfaces obturatrices qui devront servir de nouveau. Ordinairement, ces pièces de fonte, soumises à une température élevée, sont fortement « collées ». Il peut être avantageux, en prévision de cet inconvénient, de disposer des vis comme celles qui servent à détacher les fonds de cylindres et les couvercles de boîtes à tiroir, ou du moins de préparer des trous taraudés pour recevoir des vis de ce genre.

Il convient de prévenir, d'une manière simple, tout desserrement spontané d'écrous ou de vis.

Dans les cas où il est nécessaire de réduire les espaces nuisibles et les surfaces par lesquelles s'opère l'échange de chaleur entre la vapeur et les masses du cylindre et du piston, on doit éviter, autant que possible, toute saillie de vis ou d'écrous, fermer les pistons coulés ouverts et, en général, adopter un genre de construction et une forme répondant aux nécessités signalées ci-dessus.

L'assemblage de la tige avec le piston s'opère, de préférence, au moyen d'un cône rodé dans un trou conique contre la paroi duquel ce cône est pressé par un écrou ou une clavette. Les écrous sont assujettis au moyen de coups de pointeau ou, ce qui est préférable, de quelque autre manière susceptible de donner un résultat certain.

On emploie, surtout pour les marteaux à vapeur, un très bon système d'arrêt d'écrou consistant à couper à un endroit l'écrou rond, pourvu dans le sens des rayons, de trous servant à le serrer. Après le serrage à fond on passe autour de l'écrou entaillé une bague chauffée au rouge.

On trouve quelque fois aussi des pistons forgés d'une seule pièce avec leur tige.

Règle générale, il faut calculer les pistons à plateau en partant du moment fléchissant (voir Chap. VII^e, A, cylindres I et II), et en ayant soin de supprimer toute cause de déformation capables de rendre difficile le jeu des anneaux de piston dans le sens des

rayons. Il y a lieu, quelquefois, de tenir compte aussi d'efforts unilatéraux dont il sera parlé page 525.

Le calcul des pistons plongeurs comme, par exemple, celui représenté figure 230, pl. 34, s'exécute pour les hautes pressions d'après la formule 126, p. 35 :

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1,7 p_a}}$$

dans laquelle :

r_a désigne en cm le rayon extérieur du piston,

r_i » » intérieur » ,

k l'effort admissible pour la matière travaillant à la pression,

p_a la pression effective extérieure en kg/cmq.

Il y a lieu de tenir compte de la possibilité d'un déplacement du noyau en ajoutant, suivant le diamètre, un supplément de 2 à 5 mm.

Si des considérations relatives à l'exécution exigent une épaisseur de paroi plus grande que celle donnée par le calcul, on se règle naturellement sur elles. Les remarques nécessaires à ce sujet se trouveront à l'article tuyaux et cylindres.

II. Tiges de pistons.

On désigne sous le nom de tige de piston la partie de machine servant à transmettre la force et le mouvement que le piston reçoit du fluide, ou à transmettre au piston la pression et le mouvement qu'il doit, à son tour, donner au fluide.

Les tiges normales de piston ont une section de forme circulaire ; pour les grandes machines soufflantes, travaillant horizontalement, il n'est pas rare que cette section soit en forme d'anneau circulaire. Comme matière de construction, l'acier fondu se présente en première ligne (à cause de la netteté et du poli que l'on peut donner à sa surface, lors même que les forces en jeu n'exigeraient qu'une matière moins résistante), viennent ensuite le fer fondu, le fer soudant, la fonte (seulement par exception) et l'acier de moulage.

Les tiges de piston peuvent travailler simplement à la traction ou à la pression, simplement à la traction et à la pression, elles peuvent être soumises à l'effort d'une charge en bout ainsi qu'à la flexion :

Il n'y a rien à signaler de nouveau au sujet des trois premières causes de fatigue. En ce qui concerne la charge en bout on a, d'après la formule 42, p. 17 :

$$P = \frac{\pi^2}{s} \frac{1}{\alpha} \frac{I}{l^2} \quad (42)$$

en admettant que l'on désigne par :

P la force que la tige doit recevoir du piston ou lui transmettre,

I le moment d'inertie de la section de tige,

¹ Il n'y a pas lieu de faire de distinction entre les diverses garnitures, en supposant que le diamètre du corps de piston diffère très peu de celui du cylindre, ce qui doit être exigé.

Aucune des extrémités d'une tige de piston n'est fixée assez solidement pour qu'on puisse la considérer comme encastrée (voir à ce sujet l'ouvrage de l'auteur : « *Elasticität und Festigkeit* », § 53).

l la longueur de la tige mesurée du plan médian du piston à l'axe du tourillon de crosse,

α le coefficient d'allongement de la matière de la tige,

s un nombre que l'on doit choisir en tenant compte des conditions spéciales du problème (coefficient de sécurité, voir l'ouvrage de l'auteur « *Elasticität und Festigkeit* », § 25).

Pour des machines verticales et aussi pour des machines horizontales, quand le frottement provenant du poids du piston agissant de haut en bas, et excentriquement à la tige du piston n'a pas d'importance, on doit poser :

$$\begin{aligned} s &= 8 \text{ à } 11 \text{ quand la charge varie entre zéro et } P, \\ s &= 15 \text{ » } 22 \text{ » » » } + P \text{ et } - P. \end{aligned}$$

(Voir, au surplus, ce qui est dit Chap. VI^e, C. II au sujet du choix de s , le contenu de ces pages étant en partie applicable au cas dont nous nous occupons.)

Les tiges de pistons avec lesquelles le changement de direction de l'effort s'opère en donnant lieu à des chocs doivent se calculer en introduisant pour s une valeur convenablement majorée.

Pour la section circulaire pleine, de diamètre d , on a :

$$P = \frac{\pi^2}{s} \frac{1}{\alpha} \frac{\frac{\pi}{64} d^4}{l^2} = \frac{1}{2 s \alpha} \frac{d^4}{l^2} \quad (447)$$

Pour l'anneau circulaire, avec les diamètres d et d_0 :

$$P = \frac{1}{2 s \alpha} \frac{d^4 - d_0^4}{l^2} \quad (448)$$

De l'égalité 447 résulte avec $\alpha = \frac{1}{2\,200\,000}$ pour $d = 1$ cm et $l = 100$ cm :

a , avec $s = 11$:

$$P_0 = \frac{1}{2 \cdot 11} \cdot 2\,200\,000 \frac{1^4}{100^2} = 10 \text{ kg},$$

b , avec $s = 22$:

$$P_0 = \frac{1}{2 \cdot 22} \cdot 2\,200\,000 \frac{1^4}{100^2} = 5 \text{ kg}.$$

C'est-à-dire qu'une tige de diamètre 1 cm et de longueur 1 m peut supporter une charge $P_0 = 10$ ou 5 kg. Donc, en général :

$$P = P_0 \frac{d^4}{l^2} \text{ ou } d = \sqrt[4]{\frac{P}{P_0}} l, \quad (449)$$

à condition que l'on introduise l en mètres.

C'est ainsi, par exemple, que l'on trouve pour le diamètre d'une tige de piston de machine à vapeur horizontale, par laquelle $P = 5000$ kg, $l = 1,5$ m, avec $s = 22$:

$$d = \sqrt[4]{\frac{5000}{5}} 1,5^2 = 6,9 \text{ cm}.$$

Quand les machines horizontales ont de grandes dimensions ou de lourds pistons, la tige, prolongée, doit traverser les deux fonds du cylindre, et être guidée des deux côtés.

T =

Si, en outre, elle doit faire l'office du support, ce qui est désirable, il faut déterminer son diamètre de manière que la flexion ne dépasse pas le maximum considéré comme encore admissible, c'est-à-dire 1 à 2 mm¹.

Si :

L est l'écartement des points d'appui de la tige de piston guidée en ligne droite²,

P_p le poids du piston que l'on suppose agir au milieu de la tige,

P_t » de la tige,

y' la flexion au milieu de la tige, c'est-à-dire au point où agit la force P_p ,

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 = \infty \frac{1}{20} d^4, \text{ et } \frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4) = \infty \frac{1}{20} (d^4 - d_0^4),$$

on déduit de la formule 27, p. 13 :

$$y = \left(P_p + \frac{5}{8} P_t \right) \frac{\infty}{I} \frac{L^3}{48}.$$

Si le poids du piston et de la partie de la tige à considérer doit être directement supporté par la paroi du cylindre, de manière à éviter la flexion de la tige, on donne au corps du piston (contrairement au contenu de la note 2 ci-dessous), un diamètre assez grand pour correspondre à l'alésage du cylindre sans toutefois qu'il y ait coincement, et l'on dispose en outre une garniture (p. 520 et 521) capable de soutenir le piston autant que possible. Il faut alors veiller à ce que la pression entre le piston glissant et la paroi du cylindre qui le porte ne soit pas plus grande que celle considérée comme admissible sur les surfaces de contact situées entre la crosse et la glissière (voir Chap. VI^e, D. II). *Le frottement qui se produit en service avec un piston lourd ainsi porté, et charge excentriquement le piston et la tige, peut quelquefois avoir pour conséquence une fatigue très notable et des déformations très importantes de la tige, ainsi qu'un coincement du piston dans le cylindre, surtout quand on a adopté pour la tige un diamètre trop petit.* Dans ce cas aussi, il ne manque pas de s'opérer une réaction sur les boîtes à étoupes. L'expérience de l'auteur l'a rendu partisan décidé d'une section de tige largement mesurée.

Si la masse du piston se porte d'un seul côté, c'est-à-dire de façon que le centre de gravité soit situé en dehors de l'axe, l'action de masses suscitée par les accélérations et retards alternatifs a, quand le nombre de tours est grand, des effets nuisibles analogues à ceux mentionnés plus haut au sujet du frottement du piston sur la paroi du cylindre (voir Chap. VI^e, D. II, ce qui est dit au sujet d'une répartition unilatérale des masses sur les crosses).

Dans les cas du genre qui vient d'être indiqué, comme aussi quand le diamètre de la tige vient à dépendre du maximum de flexion considéré comme admissible, on doit chercher à réduire le plus possible les poids P_p et P_t et l'on arrive ainsi aux pistons en métal forgé ou en acier de moulage tenace et aux tiges de pistons creuses.

Kollmann prévient la courbure en service des *tiges portant un piston*, en ne permettant pas à une *tige exécutée droite* de se courber sous l'influence du poids du piston et de la tige, mais en faisant la tige *courbe*, de façon que sa flexion sous l'action de la pesanteur

¹ On doit alors adopter, pour le rayon du corps de piston, une dimension inférieure à celle du rayon d'alésage du cylindre, dans la mesure de 1,5 à 2 fois la flexion admissible.

² Les guides fonds de cylindre ne peuvent être utilisés comme points d'appui que si — comme cela se fait quelquefois dans la marine — on dispose les presse-étoupes sous forme de coussinets à coquille inférieure réglable. Ce n'est pas ainsi que l'on opère ordinairement et c'est pour cela qu'il convient de calculer L du milieu de la crosse au milieu du coulisseau d'arrière.

27

la rende *droite*. La tige de piston brute reçoit une courbure approximativement correspondante à la flexion prévue et une longueur suffisante pour que ses extrémités arrivent jusqu'au milieu de la crosse et du coulisseau porteur de la machine à vapeur à laquelle la tige est destinée et l'on supporte cette tige, en ces points, sur les poupées à coussinets d'un tour, de façon que la partie convexe de la courbure se trouve placée en haut et que les bouts de la tige soient exactement situés à la même hauteur au-dessus du banc de tour. Les bouts de la tige sont fixés dans cette position. On charge alors la tige d'un poids P_p à l'endroit où le piston doit plus tard avoir sa place et elle prend, en fléchissant, une forme à peu près droite. On exécute enfin le tournage de la tige élastique infléchie au moyen d'un porte-outil tournant.

C. BOITES A ÉTOUPES

Si une tige en mouvement traverse la paroi qui sépare deux espaces dans lesquels se trouvent des fluides, dont il est nécessaire d'empêcher le passage d'un espace dans l'autre, il faut qu'une obturation ait lieu entre la surface de la tige en mouvement et celle de la paroi immobile du trou. Le but des *boîtes à étoupes* est d'opérer cette obturation.

Les parties essentielles d'une boîte à étoupes sont : la *bague a*, fig. 260, pl. 37, la *garniture* dans l'espace *b*, la *boîte c*, les *boulons d* servant à comprimer la garniture. La *bague de fond e* et celle de *graissage f*, fig. 261, pl. 37, ne sont pas des parties essentielles.

Comme matières obturatrices, on emploie du chanvre, du coton, du cuir, du caoutchouc, de l'amiante, des toiles et des bagues métalliques, etc.

I. Boîtes à étoupes à garniture en chanvre, en coton et autres matières.

Autrefois on employait de préférence, comme garniture, le *chanvre* tressé et imbibé de suif fondu. On l'introduisait sous forme de spirale dans l'espace existant entre la tige du piston et la paroi de la boîte, puis on le comprimait fortement à l'aide d'un marteau et d'un refouloir en bois ou en fer. Il fallait veiller à obtenir une couche d'épaisseur uniforme. On réalise cette condition de la manière la plus complète et la plus facile, en remplaçant la disposition en spirale mentionnée ci-dessus par une superposition d'anneaux circulaires complets, formés de bouts de tresse de chanvre ayant une épaisseur régulière.

Depuis quelque temps le *coton*, à cause de son élasticité plus grande et de la finesse de ses fibres, a repoussé le chanvre au second plan comme matière de garniture. Il s'emploie ordinairement sous forme de corde tressée à section ronde ou carrée (avec angles arrondis), dont le diamètre ou le côté correspondent à la largeur du vide annulaire de la boîte à étoupes. On fait la garniture avec des bouts de cette corde coupés obliquement à leurs extrémités et ayant la forme d'anneaux dont les bouts se touchent suivant une corde d'arc de cercle et dont les jonctions sont alternées. D'autres fois on dispose la corde de coton en spirale comme nous l'avons expliqué ci-dessus pour les cordes de chanvre. Suivant le genre de fluide en présence duquel on doit obtenir l'étanchéité, on enduit le coton de suif, ou on l'imprègne *complètement* de suif fondu, ou même on le fait bouillir dans le suif. Ce der-

nier procédé est avantageux, par exemple, quand on emploie de la tresse quadrangulaire non serrée, en présence d'eau sous forte pression, et on le complète avec succès en arrosant de suif fondu chaque anneau introduit dans l'espace destiné à la garniture. La garniture en coton peut alors se substituer aux cuirs emboutis (voir p. 509 et 534) sur lesquels elle a l'avantage de permettre de renouveler la garniture et quelquefois même de refaire cette garniture plus facilement, en employant de la corde de coton ayant déjà servi. Le remplacement d'un cuir embouti est assez souvent difficile et long.

Les détails suivants, au sujet de la forme et des dimensions des boîtes à étoupes, se rapportent toujours, en première ligne, à la matière anciennement employée comme garniture, le chanvre. La construction des boîtes à étoupes reste, en général, la même avec l'emploi du coton.

Quand la garniture a été mise en place, on met au-dessus d'elle la bague que l'on serre au moyen des boulons, afin de presser la garniture contre la tige. Si alors on peut encore comprimer notablement la garniture, il convient de remplir de nouveau la boîte.

Comme la garniture s'use à l'usage, il est nécessaire de resserrer la bague de temps en temps.

Le chanvre perd aussi, avec le temps, la graisse dont on l'a imprégné en le mettant en place, cette graisse doit être renouvelée; mais son remplacement est, dans le cas actuel, plus facile que pour les pistons. C'est là une des causes pour lesquelles le chanvre est encore très employé pour les presse-étoupes, alors qu'on a presque cessé de s'en servir pour les garnitures de pistons.

Ce qui suit s'applique aux diverses parties et dimensions des boîtes à étoupes.

La grandeur de la masse de matière obturatrice est en rapport direct avec la durée de la garniture. Plus la boîte à étoupes contient de garniture, moins il est nécessaire de la regarnir souvent. On doit conclure de là que la largeur de la bague $\frac{1}{2}(d_1 - d)$ doit être grande. Il appartient au constructeur de déterminer jusqu'à quel point il est avantageux d'aller dans cette voie. On obtient des valeurs moyennes au moyen de la formule :

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d + 4\sqrt{d} \text{ à } d + 5\sqrt{d}, \\ s_1 &= 2\sqrt{d} \text{ à } 2,5\sqrt{d}, \end{aligned} \right\} \text{correspondant à une épaisseur de garniture de :} \quad (450)$$

dans cette formule toutes les mesures sont en mm.

Pour obtenir l'étanchéité à la surface de la tige, en présence de corps gazeux tels que la vapeur, l'air, etc., il convient de mesurer plus largement d_1 que pour les corps liquides tels, par exemple, que l'eau. Pour de petits diamètres de tiges il y a lieu aussi de tenir compte de la nécessité d'opérer facilement le bourrage de la boîte. Les valeurs d_1 et s_1 tiennent compte de cette circonstance.

En dehors de l'augmentation de durée mentionnée ci-dessus, les raisons qui parlent en faveur d'une grande *hauteur de garniture* sont la réduction de la pression nécessaire pour obtenir l'étanchéité et le bon état de conservation de la surface de la tige résultant de cette réduction. Cette surface s'altère d'autant plus que la pression de la garniture est plus forte. La garniture contient toujours des impuretés au contact desquelles la tige s'use d'autant plus qu'elle est pressée plus fortement. L'influence de ces corpuscules se reconnaît facilement aux rayures qui se montrent fréquemment sur les vieilles tiges de pistons.

A la garniture élevée on objecte l'augmentation de résistance au frottement à laquelle — à pression égale — elle donne lieu comparativement à une garniture moins haute, ainsi que la nécessité de donner, aux machines à presse-étoupes élevés, plus de hauteur ou de

longueur. Cette dernière raison conduit quelquefois à adopter de faibles hauteurs de garniture.

En général, nous nous prononçons en faveur des hautes garnitures et nous posons en moyenne :

$$\left. \begin{array}{l} h = d_1; \\ \text{en tous cas :} \\ h_{max} \leq 3(d_1 - d) \text{ à } 4(d_1 - d) = 6s_1 \text{ à } 8s_1. \end{array} \right\} (451)$$

S'il s'agit d'obtenir l'étanchéité en présence d'un corps gazeux on peut tenir h plus grand; on peut, au contraire, le réduire si l'étanchéité doit exister en présence de l'eau.

Il y a lieu de tenir compte aussi de la durée du fonctionnement, aussi bien pour d_1 que pour h . Une plus grande masse de garniture sera indiquée pour des machines travaillant constamment et ayant de grandes vitesses, que pour des machines marchant seulement pendant quelques heures chaque semaine et ayant une faible vitesse.

Ici encore les conditions spéciales du service imposent souvent des limites au constructeur.

Le diamètre des boulons de boîtes à étoupes dépend premièrement de la pression avec laquelle le bourrage doit être poussé de dehors en dedans. Si, sur la figure 389, on désigne par :

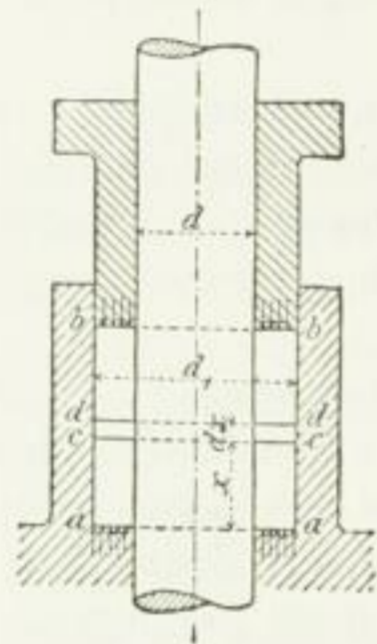


Fig. 389.

p_2 la pression à l'unité de surface dans le plan bb , $p_2 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)$
et par conséquent la pression avec laquelle la bague porte sur la garniture,

p_1 la pression à l'unité de surface avec laquelle la garniture agit contre le fond de la boîte dans le plan aa , soit $p_1 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2)$,

p la pression dans le plan cc , déterminé par la distance x du fond de la boîte,

$p + dp$ la pression à l'unité de surface dans le plan dd , déterminé par la distance $x + dx$, du fond de la boîte,

p_0 la pression effective du fluide en présence duquel la garniture doit produire l'étanchéité,

μ le coefficient de frottement entre la garniture et la tige et entre la garniture et la paroi de la boîte, cette dernière doit également être aussi lisse que possible; on obtient donc, dans l'hypothèse que l'élément de disque $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) dx$ transmet dans le sens des rayons une pression égale à celle qu'il reçoit dans le sens de l'axe :

$$\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) dp = \pi (d_1 + d) dx p \mu$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{4\mu}{d_1 - d} dx$$

$$\ln p = \frac{4\mu}{d_1 - d} x + C.$$

La constante se détermine au moyen des valeurs coexistantes :

$$x = 0, \quad p = p_1.$$

d'où résulte :

$$p = p_1 e^{\frac{4\mu x}{d_1 - d}} \quad (452)$$

Si dans le cas le plus défavorable on pose $\mu = 0,25$ (pour des *presse-étoupes à vapeur*, etc.), et si l'on admet en outre que l'étanchéité ait encore lieu bien suffisamment dans le plan *aa* avec $p_1 = p_0$ pour $x = (d_1 - d)$ on déduit :

$$p_2 = p_0 e^{4 \cdot 0,25} = 2,72 p_0 = \approx 3 p_0.$$

Soient :

n le nombre des boulons de boîte à étoupes,
 δ le diamètre de ces boulons,

on a d'après les formules 165 et 166, p. 111 :

$$\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) 3 p_0 = k' \delta^2 n,$$

avec $k' = 225$ et 180 ou 1500 et 1200 kg (voir p. 111).

Les *écrous de presse-étoupes* pour machines à vapeur et autres se font, avec une fréquence relative, sur le tour. Pour obtenir une longue durée du filet et le contact satisfaisant et complet de toutes ses surfaces, il est bon de ne pas imposer à ces dernières une pression aussi élevée qu'à des boulons de fixation. Cela peut se faire soit en donnant aux écrous une hauteur plus grande que δ ou en conservant la hauteur de ces écrous et en prenant δ plus grand. L'auteur est, en général, partisan du dernier de ces moyens et pose, en conséquence, $k' \leq 800$ pour δ en pouces anglais ou $k' = 120$ pour δ en cm, de façon que la pression atteigne au plus deux tiers de celle calculée d'ordinaire, d'après la formule 166, pour les boulons de fixation.

On a ainsi :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) 3 p_0 &= 800 \delta^2 n \\ &= 120 \delta^2 n \end{aligned} \right\} \quad (453)$$

suivant que l'on doit trouver δ en pouces anglais ou en cm.

Il convient de poser ici, pour p_0 , au moins 3 et d'observer que dans la construction ordinaire des machines on doit adopter $\delta \geq \frac{1}{2}$ " anglais. Les boulons moins gros ne doivent être employés que dans des cas particuliers.

Exemple. Le diamètre de la tige de piston d'une machine à vapeur, sur laquelle on doit établir une garniture étanche, est de 100 mm ; le maximum de pression effective à l'intérieur du cylindre atteint 5 kg ; d'après cela, avec 3 boulons de boîte à étoupes et en supposant que l'on adopte, d'après la formule 450 :

$$d_1 = 100 + 5 \sqrt{100} = 150 \text{ mm}$$

le diamètre des boulons, déterminé par l'égalité :

$$\frac{\pi}{4} (15^2 - 10^2) \cdot 3 \cdot 5 = 800 \delta^2 \cdot 3$$

est :

$$\delta = 0,783'' \text{ anglais,}$$

dimension qui, selon le jugement du constructeur, peut recevoir les valeurs arrondies de $\frac{3}{4}$ ou $\frac{7}{8}$ de pouce anglais.

Pour les boîtes à étoupes d'appareils hydrauliques dans lesquels l'eau est à des pressions très élevées, on descend jusqu'à $p_2 = \frac{5}{4} p_0$ et l'on obtient, en conséquence, la relation :

$$\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) \frac{5}{4} p_0 = k_l' \delta^2 n.$$

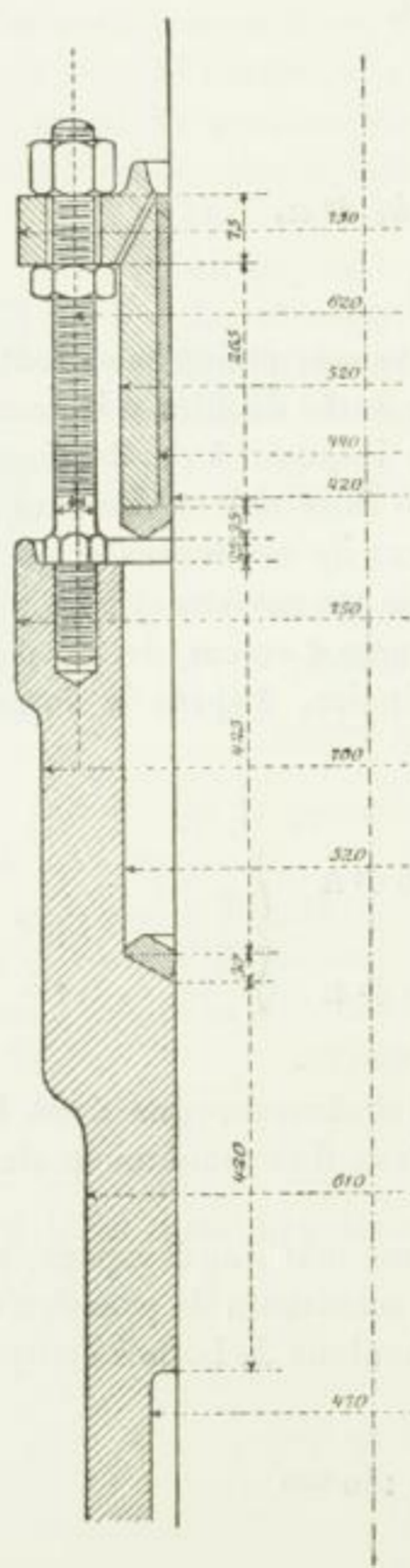


Fig. 390.

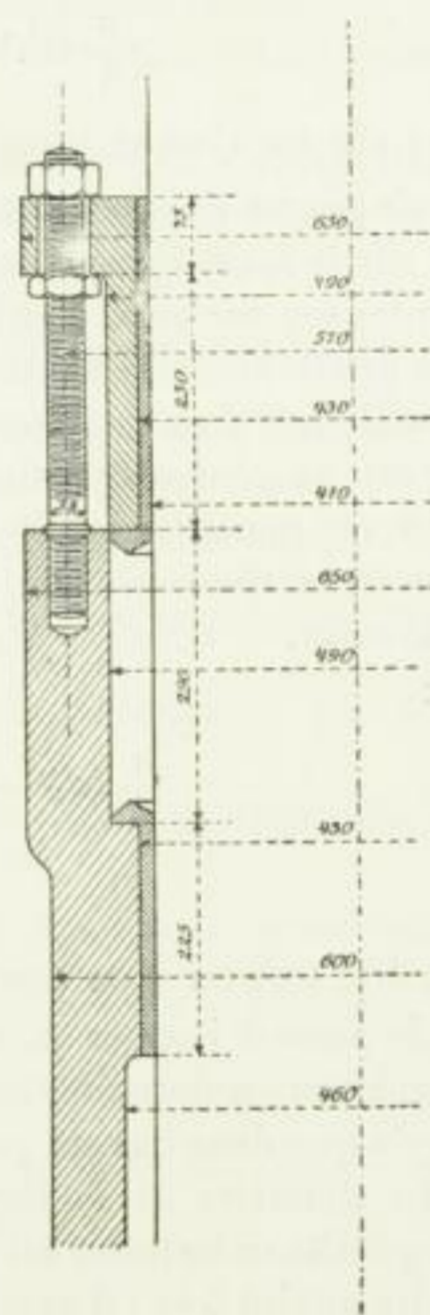


Fig. 391.

Dans les cas de ce genre, on tolère d'ailleurs que les boulons subissent des efforts considérables, $k_l = 270$ et 216 ou 1800 et 1440 kg (voir la note ¹ au bas de la page 110).

Le nombre des boulons de boîtes à étoupes, si l'on fait tout d'abord abstraction de la

123

grandeur de force à transmettre, dépend surtout de la possibilité d'un serrage uniforme¹ et d'une fixation de la bague de nature à assurer la coïncidence de son axe avec celui de la tige. La meilleure manière d'obtenir ce résultat consiste à se servir d'une seule vis ou d'un seul écrou, qui presse la bague contre la garniture (fig. 268 à 270, pl. 37); vient ensuite le dispositif à trois boulons avec leurs écrous, parce qu'il donne la possibilité d'assujettir la bague aux trois points nécessaires et suffisants pour déterminer le plan de la bride et, par conséquent, la position de l'axe de la bague. Si, malgré cela, on trouve souvent des boîtes à étoupes à deux vis, surtout quand le diamètre des tiges est petit, la cause en est au prix élevé de la construction à un seul écrou et à ce que l'on n'a pas toujours la place et la facilité d'approche nécessaires pour serrer commodément trois écrous à l'aide de la clef (ce qui peut se faire plus facilement pour deux écrous), de plus la boîte à étoupes à deux vis est ordinairement moins coûteuse que celle à trois.

Si l'on tient compte de ce que trois points déterminent complètement la position de l'axe de la bague au moyen du plan de sa bride, l'emploi de plus de trois vis semble seulement indiqué dans le cas où la grandeur de la force à exercer l'exige. Cela arrive, par exemple, pour les presse-étoupes de pompes à piston plongeur, quand la pression du liquide et leur diamètre sont assez grands pour que trois vis ne soient plus suffisantes; il en est de même pour les presse-étoupes d'accumulateurs, etc. C'est ainsi que la figure 390 montre un appareil de ce dernier genre avec douze vis de 1 3/4" anglais de diamètre pour une pression d'eau s'élevant à 50 kg/cm² pendant le travail; la figure 391 représente la boîte à étoupes du piston d'une grue hydraulique avec huit vis de 1 1/2" anglais de diamètre (*Rudolf Dinglinger à Cöthen*).

Pendant le serrage de la boîte à étoupes, il faut veiller à ce qu'il ne se produise pas de coincement sur la tige. Il convient de tenir les trous de vis, dans la bague, un peu plus grands que le diamètre des vis.

Comme la garniture, contre laquelle la bague est pressée, subit une usure; comme en outre la pression se modifie d'elle-même, de simples écrous portant sur la bride de la bague ne suffisent pas à lui conserver sa position d'une manière durable. Ils tendent toujours à se desserrer d'eux mêmes. Pour éviter cet inconvénient, on dispose des contre-écrous comme ceux, par exemple, que montrent les figures 263 et 260, pl. 37. Le dernier de ces dispositifs, dans lequel la bride de la bague se trouve entre les deux écrous, est préférable pour deux raisons; la première est qu'il fixe bien la bride et évite le coincement quand l'usure se produit d'un seul côté de la garniture, mais n'est pas possible avec les contre-écrous de la figure 263; secondement, l'écrou en dessous offre un moyen très commode de sortir la bague de la boîte, et cet avantage n'est pas sans valeur quand les presse-étoupes sont grands et lourds. Si la boîte à étoupes a plus de trois vis, il suffit d'en munir deux ou trois de contre-écrous pour soulever la bague.

La disposition d'écrous au-dessous de la bride exige, il est vrai, une bague plus longue d'une hauteur d'écrou; aussi donne-t-on souvent aux écrous de dessous, ce qui est admissible, une hauteur inférieure à celle considérée comme normale.

On peut *fixer les vis* à la boîte de différentes manières.

Le mode d'assemblage le plus simple est fourni par le prisonnier, fig. 263 et 264, pl. 37, qui permet en outre de faire avancer la bague jusqu'à la boîte, en supposant qu'il

¹ Pour assurer l'uniformité du serrage on munit ordinairement les bagues les plus grandes et les plus importantes des presse-étoupes de grandes machines, et particulièrement de celles employées dans la marine, d'appareils spéciaux de serrage. Le plus souvent on donne aux écrous la forme de roues dentées, sur lesquelles agissent des vis sans fin disposées sur des axes communs. Dans l'installation d'appareils de serrage de ce genre, deux boulons de presse-étoupes conviennent très bien.

n'y ait pas d'écrous sous la bride. Il présente, par contre, l'inconvénient de s'avarier facilement, se courber et même se briser, pendant le transport du couvercle de cylindre qui porte la boîte à étoupes. L'enlèvement du bout de vis qui reste dans le trou devient alors très laborieux, ainsi que le montage d'un nouveau prisonnier. Le mode d'assemblage représenté sur la figure 262, pl. 37, n'a pas cet inconvénient, car la vis à tête est disposée comme on le voit en haut ou en bas du dessin, c'est-à-dire de façon à pouvoir s'enlever et se placer facilement.

Il en est à peu près de même avec les systèmes de fixation représentés, fig. 260 et 261, pl. 37, et fig. 271, pl. 38.

L'inconvénient de ces derniers systèmes de fixation, comparés à celui représenté, fig. 262, et dont la construction est certainement un peu plus coûteuse, consiste dans l'éloignement plus grand des boulons, par rapport à l'axe de la tige de piston. La figure 260 présente, à cause de la saillie de la tête, une augmentation de longueur de la bague égale à la hauteur h_3 de cette tête.

La distance des boulons à l'axe dépend de d_1 , de l'épaisseur s de la paroi de la boîte et du mode de fixation des boulons à cette dernière : elle ne doit pas être plus grande que la nécessité l'exige.

L'épaisseur s de la paroi de la boîte peut être à peu près égale à l'épaisseur de la garniture $s_1 = 0,5 (d_1 - d)$, en supposant que des raisons (comme par exemple la grandeur de la section des parties adjacentes) ne déterminent pas d'autres dimensions.

La hauteur h_2 de la bague de fond, ordinairement faite en bronze, qui sert en même temps de guide à la tige de piston des machines horizontales, aux tiges de tiroirs, etc., doit dans ce cas être plus grande que dans celui où il n'y a pas de forces latérales en jeu, ce qui a lieu, par exemple, pour les tiges de machines verticales. On peut considérer comme valeur moyenne, pour les tiges horizontales de pistons :

$$h_2 = d \quad (454)$$

Pour les tiges de piston verticales, il suffit de trois à quatre fois l'épaisseur de la garniture, soit :

$$\max h_2 = 1,5 (d_1 - d) \text{ à } 2 (d_1 - d).$$

L'épaisseur de paroi de la bague de fond e varie de 4 à environ 12 mm, suivant le diamètre et suivant l'usure latérale à laquelle on doit s'attendre et que l'on considère comme admissible, avant qu'il devienne nécessaire de mettre en place une nouvelle bague. Sur les grandes machines de navires, on trouve aussi la bague de fond sous forme de coussinet porteur à coquille inférieure amovible, dont la destination est de supporter la tige du piston lourdement chargée par ce dernier.

La pente du biseau tourné vers la tige atteint à peu près 1 : 2. Beaucoup de constructeurs sont partisans d'un double biseau comme celui représenté sur la figure 263, pl. 37. Les deux genres de biseau s'emploient avec le même succès. On trouve aussi des boîtes à étoupes sans biseau.

La bague se fait en bronze pour les tiges minces, en fonte avec fourrure en bronze pour les grosses tiges, la fourrure reçoit à peu près la même épaisseur que la bague de fond.

Le diamètre extérieur de la bague doit être d'environ 0,5 à 2 mm (suivant la grandeur de d) plus petit que d_1 , pour les raisons suivantes. La tige de piston, dans son mouvement, s'écarte ordinairement plus ou moins de l'axe du cylindre et, conséquemment, de celui de la boîte. Pour éviter qu'il en résulte une usure trop rapide de la bague on doit laisser du

jeu soit entre la bague et la tige, soit entre la bague et la boîte. Dans le premier cas, la bague doit se guider sur la boîte, quand on serre les vis. Ce guidage, au moins au début, s'opère sur une étendue assez courte pour qu'il soit difficile d'éviter le coincement.

Dans le second cas, la bague se guide sur la tige et le guidage est assez prolongé pour qu'il ne se produise pas de coincements sur la tige. Il faut donc que le jeu existe entre la bague et la boîte. Il est sans doute alors facile d'observer que la bague, dans ses mouvements, montre à l'extérieur l'écart de la tige du piston par rapport à l'axe. Si l'on ne veut pas qu'il en soit ainsi, il faut ménager le jeu entre la tige et la bague.

Il semble avantageux de faire exception à la règle ci-dessus pour les tiges tournantes, surtout lorsque leur mouvement de rotation est alternatif, parce que, si la bague s'adapte trop juste à la tige, le filet des vis fatigue et les vis elles-mêmes se trouvent soumises à des efforts à la flexion.

La hauteur h_1 de la bague, fig. 260, se détermine de façon que, quand elle pénètre dans la boîte aussi loin qu'elle peut le faire, elle ne laisse pas à la garniture plus de hauteur qu'il n'en faut pour assurer une bonne obturation. On peut prendre, comme minimum de cette hauteur, à peu près $d_1 - d$, ce qui donnerait pour la bague de la figure 261 :

$$h_1 = h - \frac{d_1 - d}{2} + \delta$$

et pour celle de la figure 260 :

$$h_1 = h - \frac{d_1 - d}{2} + \delta + h_3.$$

Avec 2 vis, la bride de la bague reçoit la forme de la figure 260, avec 3 vis elle est de forme circulaire. Son épaisseur atteint, pour la fonte, à peu près :

$$\frac{5}{4} \delta,$$

en supposant que l'on n'ait pas de raisons spéciales pour adopter une autre dimension.

Si l'on veut donner à la bride à deux vis la forme d'une ellipse, il en résulte une augmentation inutile des frais d'exécution. L'ajustage à la forme exacte d'une ellipse rend la bague plus coûteuse ; mais si cette bague n'est pas façonnée avec précision, elle ne paraît pas belle. On peut aussi obtenir la grande largeur ordinairement nécessaire à la bride en limitant cette dernière par un ensemble d'arcs de cercles et de lignes droites, pourvu que l'on choisisse convenablement le centre des cercles.

L'introduction de la matière lubrifiante dans la garniture s'obtient avec avantage de la manière indiquée, par exemple, fig. 267, c'est-à-dire au moyen d'un récipient à huile disposé dans la boîte et dont l'étanchéité s'obtient, vers l'extérieur, au moyen d'un presse-étoupes spécial que l'on supprime si le récipient à huile est ménagé dans la bague, de la manière indiquée figure 261. On peut monter un godet à huile sur le trou de graissage.

On obtient des résultats moins parfaits, au point de vue du graissage, au moyen des autres dispositifs dans lesquels l'huile n'arrive à la garniture qu'avec une lenteur relative.

Quand les boîtes à étoupes sont horizontales, fig. 262 et 263, on graisse la tige en versant de l'huile dans le trou g , on opère de même pour les boîtes à étoupes verticales placées au-dessus du cylindre ; quand les boîtes sont suspendues au-dessous du cylindre, fig. 264 et 266, on graisse en remplissant la gouttière h de matière lubrifiante qui arrive à la tige par le trou g . Sur le type de construction, fig. 271, pl. 38, la matière lubrifiante est mise

dans le godet annulaire h qui, au moyen de garnitures métalliques comme celles dont il a été traité à propos des pistons, empêche cette huile de s'échapper par en bas. Le godet lui-même est tenu par les trois vis prolongées de presse-étoupes.

La tige de la boîte à étoupes horizontale, fig. 265, pl. 37, se graisse au moyen d'une mèche qui, d'une part, plonge dans le réservoir d'huile a et dont l'autre extrémité se trouve dans le trou de graissage b .

Le but des exhaussements c sur les fonds de cylindres, fig. 266, pl. 37, et 271, pl. 38 — les cylindres sont verticaux — consiste à retenir les impuretés qui pourraient, autrement, pénétrer facilement avec l'eau de condensation dans la boîte à étoupes et la garniture.

II. Boîtes à étoupes à garniture en cuir.

Après le chanvre et le coton, c'est le cuir qui s'emploie le plus souvent comme garniture de presse-étoupes en présence de l'eau froide. Cette matière ne peut servir avec les liquides qui, comme l'eau chaude, détruisent le cuir ou le ramollissent à un degré inadmissible.

Les figures 268, 269 et 270, pl. 37, montrent des boîtes à étoupes garnies de cuir. La première et la dernière de ces dispositions produisent l'obturation en présence de pressions intérieure et extérieure. La boîte à étoupes, fig. 269, en présence d'une pression intérieure seulement. Le type de construction, fig. 270, ne peut être recommandé, à cause de son importante résistance au frottement, la figure 268 mérite certainement la préférence.

Au sujet des cuirs emboutis, nous devons renvoyer le lecteur à ce qui en a été dit à propos des pistons, p. 509 et suivantes. On les fixe dans la boîte à étoupes au moyen d'une vis ou d'un écrou ayant soit une tête à six pans (fig. 269), soit des trous a (fig. 268). Dans le premier cas le serrage s'opère au moyen d'une clef ordinaire, dans le second au moyen d'une clef portant un goujon qui s'engage dans les trous a . Dans des cas assez fréquents, la garniture en coton indiquée page 526 mérite la préférence sur le cuir embouti.

Les types de construction figures 268 à 270 supposent que les pièces à fileter sont en bronze jaune ou rouge, car les filets en fonte qui doivent servir fréquemment n'offrent, ordinairement, pas assez de sécurité.

Si, pour cette raison ou en prévision des difficultés que peut entraîner l'exécution d'un pas de vis, suivant la forme et les dimensions de la pièce à travailler, on ne peut dans un cas donné admettre la fixation du cuir embouti au moyen d'une seule vis, on opère cette fixation au moyen d'une bague de presse-étoupes à 2 ou 3 vis, comme celle mentionnée à l'art. I, mais en mettant alors le cuir embouti dans la capacité réservée aux étoupes.

III. Boîtes à étoupes à garniture métallique.

On commence, depuis quelque temps, à adopter les garnitures métalliques, notamment sur les machines à vapeur à haute pression et particulièrement celles de bateaux.

La figure 272, pl. 37, montre la garniture métallique de *Howaldt*. Elle se compose d'un certain nombre d'anneaux en métal coupés en deux parties et dont les faces ont la forme de

T 268

cônes. Ces anneaux sont introduits à joints alternés, de la manière représentée sur la figure et l'on met au-dessus d'eux une corde en matière élastique. En serrant les écrous de la boîte à étoupes, on presse les paires d'anneaux supérieure et inférieure contre la tige, tandis que la paire d'anneaux intermédiaire s'appuie contre la paroi de la chambre de bourrage, en formant joint étanche. Le nombre des couches d'anneaux se règle suivant les circonstances. Si, par exemple, la garniture métallique doit, jusqu'à un certain point, guider la tige, on met plus d'anneaux que s'il s'agit seulement d'obtenir l'obturation. Des trous filetés facilitent l'enlèvement et l'introduction des diverses moitiés d'anneaux.

W. Gminder (brevet allemand n° 51 831), fig. 273, pl. 37, munit les anneaux obturateurs, en deux parties et faits en métal mou, de rainures annulaires creusées sur leurs surfaces interne et externe. La section de ces rainures est rectangulaire ou triangulaire. Le serrage de la garniture applique les surfaces étroites contre la surface de la tige et la paroi de la chambre de bourrage, en produisant une obturation prompte et sûre. Naturellement les rainures à section triangulaire sont plus favorables à l'obtention de ce résultat que celles à section rectangulaire, mais les premières sont inadmissibles pour la surface interne, à cause de l'usure importante que le glissement de la tige doit produire en cet endroit. D'après ce qui a été dit pages 507 et suivantes, c'est par erreur que l'on attribue à ces *rainures annulaires* la propriété de réduire la pression, comme on l'a fait pour la garniture dite en labyrinthe (les surfaces cannelées de la garniture — que l'on appelle aussi garniture en labyrinthe — ont pour but d'étrangler la vapeur en réduisant rapidement sa force d'expansion à zéro). En outre, dans le cas dont nous nous occupons, les rainures adjacentes à la tige se remplissent d'huile et d'impuretés, et, par conséquent — peu de temps après la mise en service — ne peuvent généralement plus être considérées comme des *rainures* (agrandissements de section). La matière qui les remplit contribue ensuite, cela est évident, à assurer l'obturation.

Avant de mettre une garniture métallique en place, il faut bien graisser les surfaces coniques. On introduit ensuite simultanément, dans la boîte, au moyen de deux poignées fournies avec chaque garniture et qui se vissent dans les moitiés d'anneaux, les deux parties qui composent un anneau, en commençant par celle de dessous et en veillant à ce qu'elle porte bien sur la surface du fond. Si l'on se sert d'une ficelle pour maintenir ensemble les deux moitiés d'anneau, il ne faut pas négliger de l'enlever après leur mise en place. Les anneaux suivants — formant ordinairement 4 assises composées de 16 moitiés d'anneau — sont introduits de façon que les joints alternent à environ $\frac{1}{8}$ de la circonférence. Par-dessus le tout on met un anneau de garniture en ficelle ou en corde ordinaire et l'on serre la bague avec précaution, uniformément et légèrement. On se tromperait en cherchant à obtenir l'étanchéité au moyen d'un brusque serrage. Il faut laisser le temps : à la tige de s'ajuster à la garniture métallique, à celle-ci de s'adapter à la tige et à la paroi de la boîte ; enfin, aux rainures, de se remplir de matière lubrifiante et d'impuretés.

L'auteur considère la garniture métallique de *Gminder* comme une des meilleures qui existent pour les boîtes à étoupes. Si elle exige une tige *prismatique*, avec une surface en bon état, elle a cela de commun avec toutes les garnitures métalliques. Par contre, le grand nombre de ses rainures annulaires peut souvent donner aux particules de sable, ou d'autres matières, qui peuvent pénétrer ou se détacher, la facilité de s'arrêter dans ces rainures, ce qui contribue à ménager la surface de la tige. C'est dans ce but que l'on munit ordinairement les pistons rodés d'une gouttière spéciale destinée à retenir les saletés (voir, par exemple, la figure 256, pl. 35).

Afin d'obtenir une certaine mobilité latérale de la garniture métallique, *C. H. Jäger* (brevet allemand n° 62564, du 16 juillet 1891), dispose cette garniture par couches ayant

alternativement, à l'intérieur et à l'extérieur, du jeu dans la chambre de garniture. Cette mobilité ou du moins cette élasticité latérale est notamment nécessaire sur les machines réversibles (machines de bateaux, locomotives, etc.). Quand la machine a marché longtemps dans une direction déterminée, les guides rectilignes, la crosse, et aussi les boîtes de fonds sont — plus ou moins — usés d'un seul côté. Si l'on renverse le sens du mouvement, il se produit aussi, dans la plupart des cas, une inversion de la pression sur les glissières ; le jeu existant, si minime qu'il soit, tend à obliger la tige du piston à un écart correspondant. Si la garniture métallique n'est pas mobile ou élastique dans le sens latéral, la tige de piston subira un effort à la flexion et, la plupart du temps aussi, l'étanchéité de la garniture sera compromise. D'après les communications de *Giesecke* à la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, p. 1117 et suivantes, la boîte à étoupes de *Schelling*, qui possède une certaine mobilité latérale, s'emploie de plus en plus, même dans la marine impériale. On introduit dans le vide d'une boîte à étoupes une boîte métallique en trois parties, en cuivre doux, fig. 274, pl. 33, on remplit l'espace entre la boîte et la paroi de la garniture d'un bourrage mou et l'on presse le tout, de haut en bas, au moyen d'un anneau de pression en deux parties. L'anneau supérieur, en matière ordinaire de garniture, empêche la pénétration de la poussière et des ordures.

E. Werder, à *Ouchy* près *Lausanne*, remplit le vide où se met la garniture des boîtes à étoupes ordinaires avec des copeaux d'un alliage composé de 76 % plomb, 14 % étain et 10 % antimoine. On graisse les copeaux, avant leur introduction, avec de l'huile à cylindres, puis on les foule bien à fond autour de la tige de piston. D'après les données pratiques connues, cette garniture métallique semble donner de bons résultats.

En dehors des garnitures mentionnées ci-dessus, on en a exécuté d'autres en métal, de différents types plus ou moins compliqués.

CHAPITRE VI

ÉLÉMENTS DE MACHINES POUR LA TRANSFORMATION DU MOUVEMENT RECTILIGNE EN MOUVEMENT DE ROTATION ET RÉCIPROQUEMENT

Par suite du mouvement caractéristique, alternativement accéléré et retardé, que subissent certaines parties considérées isolément des machines dont nous allons nous occuper, il se produit des actions de masses qui, selon les circonstances, peuvent influencer plus ou moins sur la disposition et la construction de ces parties, ainsi que sur la régularité et la douceur de marche des machines. A l'étude de ces parties il faut donc rattacher la connaissance des conditions de mouvement, de force et de travail. Nous aurons, pour cette raison, à traiter d'abord de ces conditions pour les cas les plus importants, dans la division suivante A de ce chapitre.

A. MOUVEMENT DE MANIVELLE

Si, en se reportant à la figure 392, on désigne par :

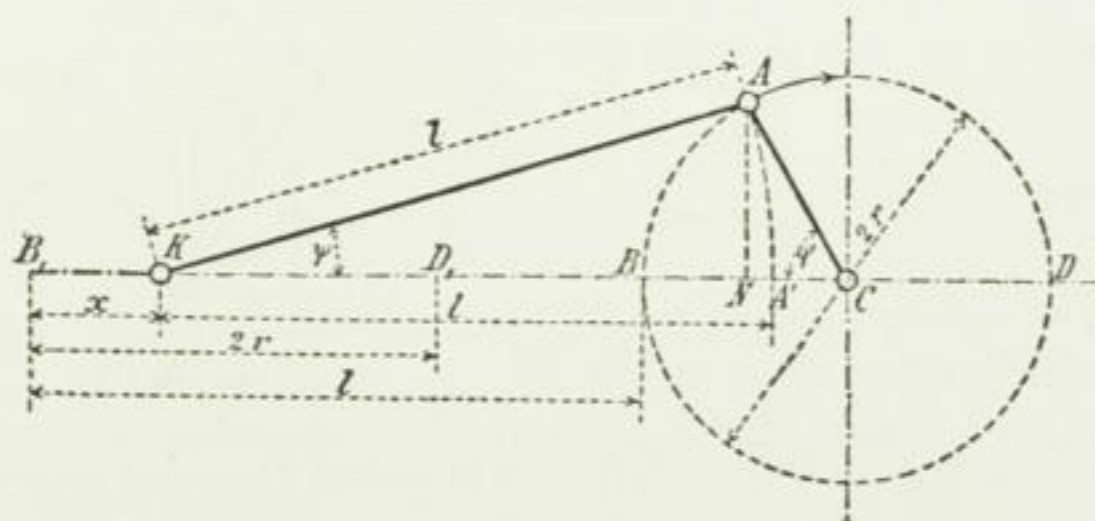


Fig. 392.

C l'axe de l'arbre à manivelle,

A l'axe du tourillon de manivelle, qui se meut dans le cercle dont le rayon a la longueur $\overline{CA} = r =$ longueur de la manivelle,

B et D les points dits morts du cercle de manivelle,
 K l'axe du tourillon de crosse guidé sur la droite K C,
 $\overline{KA} = l$ la longueur de la bielle,
 B_1 la position extrême de K sur la gauche, alors que A coïncide avec B, de façon que $\overline{BB_1} = l$,
 D_1 la position extrême de K, correspondant à la position C D de la manivelle, de façon que $\overline{DD_1} = l$.

T sur la droite

I. Trajet de la crosse.

Pour l'angle quelconque φ de rotation de la manivelle, parcouru dans le temps t , on trouve après avoir tracé l'arc de cercle AA_1 , avec K comme centre et l comme rayon, que l'espace parcouru par la crosse pendant ce temps est :

$$x = \overline{B_1K} = \overline{BA'} = \overline{BN} + \overline{NA'} = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \psi).$$

Pour déterminer l'angle ψ dont la bielle s'est écartée de sa position moyenne, on se sert de la relation :

$$\overline{AN} = r \sin \varphi = l \sin \psi,$$

donc :

$$\sin \psi = \frac{r}{l} \sin \varphi, \quad \cos \psi = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2},$$

et de là résulte :

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} \right],$$

applicable à la *marche en avant* de la crosse, c'est-à-dire à son trajet de B_1 à D_1 .

Pour la *marche en arrière*, fig. 393, on a :

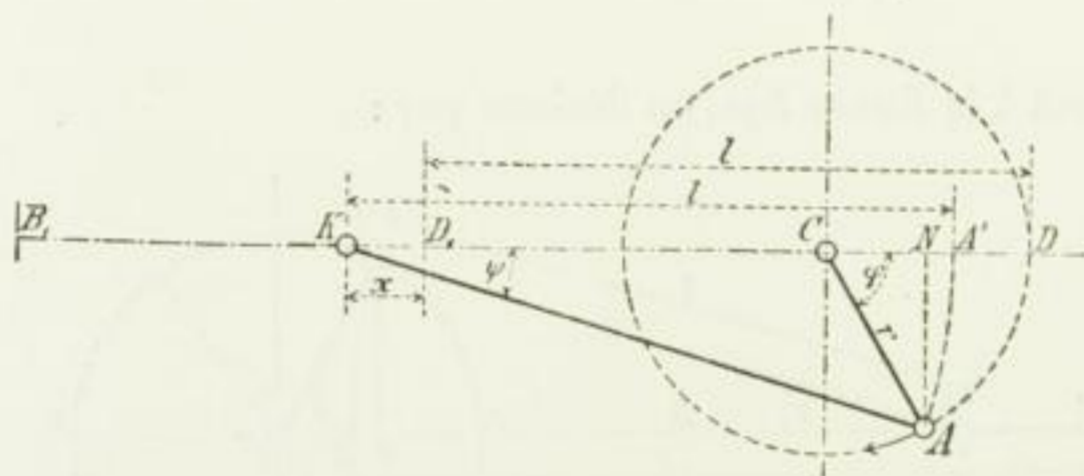


Fig. 393.

$$x = \overline{D_1K} = \overline{DA'} = \overline{DN} - \overline{NA'} = r(1 - \cos \varphi) - l(1 - \cos \psi),$$

$$x = r(1 - \cos \varphi) - l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} \right],$$

Les trajets pour la marche en avant et celle en arrière diffèrent donc seulement par le signe qui précède le second terme et l'on a, en généralisant :

$$x = r(1 - \cos \varphi) \pm l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} \right] \quad (455)$$

formule dans laquelle le signe supérieur s'applique à la marche en avant et le signe inférieur à la marche en arrière.

En posant le binôme on a :

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^4 - \dots$$

Comme, pour des conditions normales, on a ordinairement $l \geq 5r$, on obtient avec la plus grande valeur de $\sin \varphi = 1$:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 &\leq \frac{1}{2} \left(\frac{1}{5}\right)^2 = \frac{1}{50}, \\ \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^4 &\leq \frac{1}{8} \left(\frac{1}{5}\right)^4 = \frac{1}{5000}. \end{aligned}$$

Le troisième terme est donc déjà assez petit par rapport à 1 pour qu'on puisse le négliger. La formule 455 devient alors :

$$x = r(1 - \cos \varphi) \pm \frac{1}{2} l \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 \quad (456)$$

L'examen des formules 455 et 456 fait voir que le chemin parcouru pour le même angle de rotation pendant la marche en avant (c'est-à-dire pendant le mouvement de la crosse vers le centre de l'arbre à manivelle), est plus grand que pendant la marche en arrière (c'est-à-dire pendant que la crosse se meut en s'écartant du centre de l'arbre).

La différence entre les deux trajets :

$$\begin{aligned} &r(1 - \cos \varphi) + l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} \right] - \left\{ r(1 - \cos \varphi) - l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} \right] \right\} \\ &= 2l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2} \right] = 2l \left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right)^2 \end{aligned}$$

augmente avec l quand le rapport $\frac{r}{l}$ reste le même ; elle augmente donc avec la grandeur de la course et devient d'autant plus grande que l est plus petit par rapport à r . C'est ainsi, par exemple, que pour $r = 500$ mm, $l = 5 \cdot 500 = 2500$ mm, la différence atteint, avec $\varphi = 90^\circ$:

$$2500 \left(\frac{500}{2500}\right)^2 = 100 \text{ mm.}$$

c'est-à-dire que, pour l'angle de rotation $\varphi = 90^\circ$, la crosse a parcouru le trajet de 550 mm, en supposant qu'il s'agisse de la marche en avant, et le trajet de 450 mm, en supposant qu'il s'agisse de la marche en arrière. Si l'on avait $l = 4 \cdot 500 = 2000$ mm, on obtiendrait pour $\varphi = 90^\circ$ une différence de :

$$2000 \left(\frac{500}{2000}\right)^2 = 125 \text{ mm.}$$

Dans le but de déterminer graphiquement x , traçons, sur la figure 394, l'arc de cercle BE_1E_2 avec B_1 comme centre et l comme rayon. Nous obtenons alors, pour l'angle de

rotation φ_1 , par exemple, c'est-à-dire pour la position CA_1 , de la manivelle, l'étendue horizontale $\overline{E_1 A_1} = \overline{BA'}$ du trajet de crosse correspondant, à φ_2 correspond le trajet $\overline{E_2 A_2}$, etc. Pour la marche en arrière, on décrit l'arc de cercle $DE_3 E_4$ avec D_1 comme centre et l comme rayon :

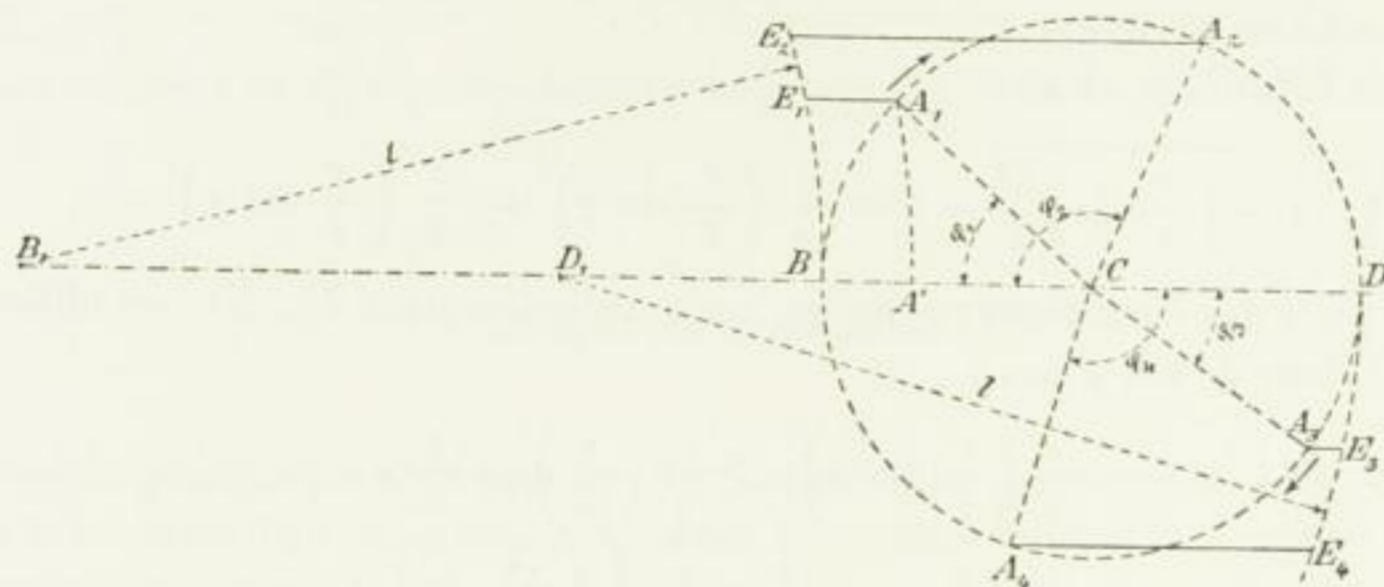


Fig. 394.

Les espaces horizontaux $\overline{E_3 A_3}$, $\overline{E_4 A_4}$ sont alors les trajets de retour correspondant aux angles de rotation φ_3 et φ_4 .

Pour $\frac{r}{l} = 0$, c'est-à-dire $l = \infty$, les arcs de cercle $BE_1 E_2$ et $DE_3 E_4$ se transforment en droites verticales et les formules 455 et 456 en :

$$x = r(1 - \cos \varphi) \quad (457)$$

II. Vitesse de la crosse.

La vitesse u de la crosse pendant le temps t , qui correspond à l'angle de rotation φ est, si l'on considère l'égalité 456 :

$$u = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin 2\varphi \frac{d\varphi}{dt}.$$

Si l'on désigne par ω le quotient $\frac{d\varphi}{dt}$, c'est-à-dire la vitesse angulaire avec laquelle la manivelle tourne pendant le temps t , et si l'on pose, pour la vitesse du tourillon de manivelle, $v = \omega r$, on obtient :

$$u = \omega r \left(\sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2\varphi \right) = v \left(\sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r}{l} \sin 2\varphi \right) \quad (458)$$

En supposant que ω soit constant, u atteint son maximum de valeur pour $\varphi = \varphi_0$, déterminé pendant la marche en avant par :

$$\cos \varphi_0 + \frac{r}{l} \cos 2\varphi_0 = 0,$$

$$\cos^2 \varphi_0 + \frac{1}{2} \frac{l}{r} \cos \varphi_0 = 0,5,$$

$$\cos \varphi_0 = \frac{l}{4r} \left[-1 + \sqrt{1 + 8 \left(\frac{r}{l} \right)^2} \right] \quad (459)$$

De là résulte, pour $l = 5r$:

$$\varphi_0 = 79^\circ 16'.$$

Pour la marche en arrière, cet angle devient $100^\circ 44'$.

L'usage du théorème du binôme transforme, par approximation, la formule 459 en :

$$\cos \varphi_0 \approx \frac{r}{l},$$

conséquemment la formule 458 donne alors, pour maximum de vitesse de la crosse :

$$u_{max} = v \left[\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} + \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} \right] \approx v \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l}\right)^2 \right],$$

et avec $l = 5r$:

$$u_{max} = 1,02 v \tag{460}$$

Pendant la durée d'une course, la crosse parcourt le trajet $2r$ avec la vitesse moyenne u_m , le tourillon de manivelle parcourt le trajet πr avec la vitesse v , en conséquence :

$$\frac{2r}{u_m} = \frac{\pi r}{v},$$

$$v = u_m \frac{\pi}{2}.$$

D'après cela on tire de la formule 460 :

$$u_{max} = 1,02 \frac{\pi}{2} u_m = 1,60 u_m,$$

c'est-à-dire que la plus grande vitesse de la crosse dépasse de 60% la vitesse moyenne.

On peut se représenter la vitesse en considérant, fig. 395, que le mouvement de la

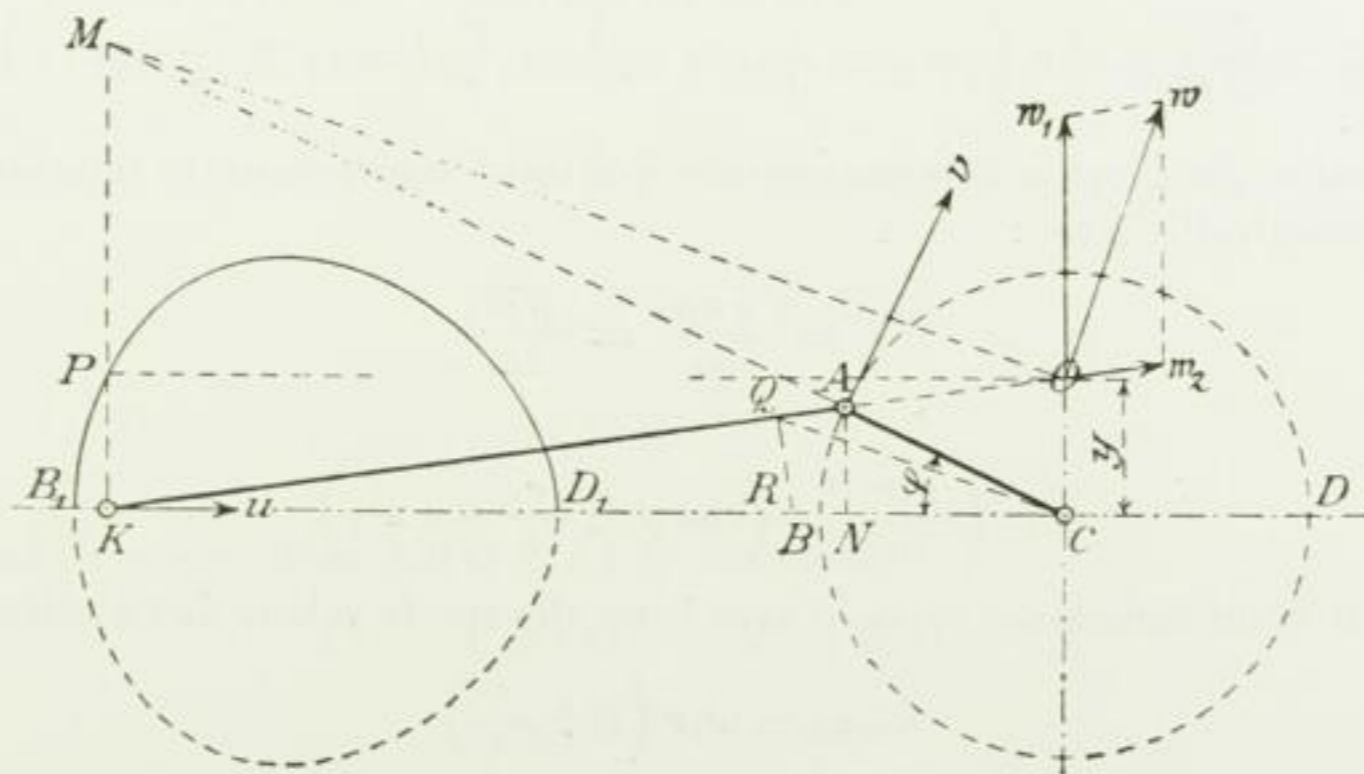


Fig. 395.

bielle KA, dont les points terminaux ont des vitesses u et v peut se concevoir, au moment considéré, comme étant une rotation autour du point M (point d'intersection des deux per-

pendiculaires au point K à la direction de u et au point A à la direction de v). Conséquemment :

$$u : v = \overline{KM} : \overline{AM} = \overline{CO} : \overline{CA} = y : r,$$

en admettant que O soit l'intersection de la perpendiculaire en C et du prolongement de KA. On a donc :

$$u = v \frac{y}{r} = \frac{v}{r} y = \omega y \quad (461)$$

Si maintenant la vitesse angulaire ω est constante, la variabilité de y détermine la loi d'après laquelle u se modifie. La ligne $B_1 P D_1$ résultant de ce que l'on fait pour chaque position quelconque K, de la crosse, l'ordonnée $\overline{KP} = \overline{CO}$, donne alors la courbe des vitesses u pour $\omega = 1$.

Pour $l = \infty$, on a $\overline{CO} = \overline{NA} = y$, et en même temps toutes les ordonnées du point de la manivelle situé à la circonférence, pour représenter la vitesse de la crosse. Toutefois la grandeur de cette vitesse s'obtient en multipliant y par ω .

Sur la figure 396, la ligne des vitesses de la crosse est tracée, dans l'hypothèse de l'invariabilité de ω , (en trait plein) pour $r : l = 1 : 5$, et pour $r : l = 1 : \infty$ (en trait pointillé). Dans ce dernier cas, la courbe prend la forme d'une ellipse.

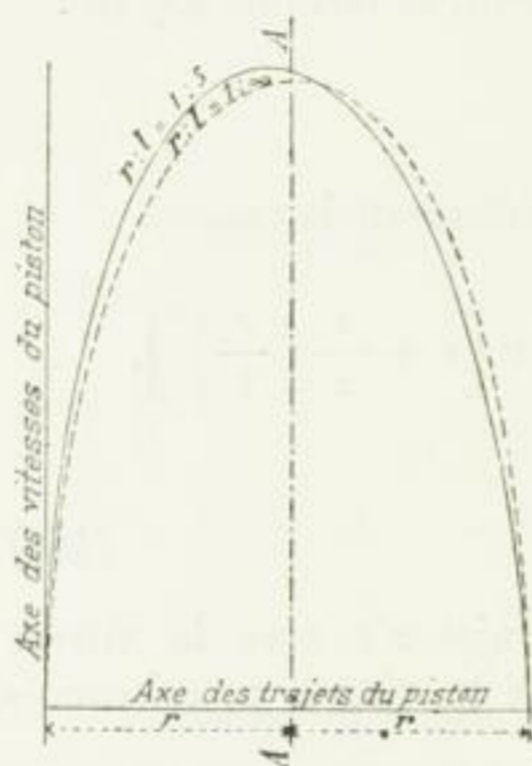


Fig. 396.

III. Accélération du mouvement de la crosse, force nécessaire pour la produire.

L'accélération k du mouvement de la crosse pendant le temps t , correspondant à l'angle de rotation φ atteint, en supposant ω constant et si l'on fait usage de la formule 458 :

$$k = \frac{d u}{d t} = \omega^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right) = \frac{v^2}{r} \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right) \quad (462)$$

Ordinairement ce n'est pas la vitesse angulaire qui est donnée, mais le nombre de tours n de l'arbre à manivelle. Avec :

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

on a :

$$k = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right) \quad (463)$$

La marche en avant commence ($\varphi = 0$) avec le maximum de valeur de l'accélération :

$$k_{max} = \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l} \right) \quad (464)$$

et finit ($\varphi = 180^\circ$) avec le ralentissement :

$$k'_{max} = \omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l} \right) \quad (465)$$

fehlt ein Korb

Si P est le poids de la masse de la crosse, supposée concentrée au point K , son accélération exige la force :

$$F = \frac{P}{g} k = \omega^2 r \frac{P}{g} \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right) \quad (466)$$

ou :

$$F = \frac{\pi^2}{g} \left(\frac{n}{30} \right)^2 r P \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right),$$

d'où l'on tire avec :

$$\frac{\pi^2}{g} = \frac{9,87}{9,81} = \omega^2, \quad (467)$$

$$F = \left(\frac{n}{30} \right)^2 P r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right)$$

Pour représenter l'accélération k on peut, d'après les indications de *Kirsch*¹, procéder de la manière suivante :

L'accélération k du point K , fig. 395, est égale au changement de vitesse de K (conformément à la notion de l'accélération). Or, comme l'étendue $\overline{CO} = y$ est, d'après l'exposé de la page 542, la mesure de cette vitesse, de façon que $u = y$ pour $\omega = 1$, la vitesse avec laquelle se meut le point d'intersection O , dans la direction de CO , doit être égale à l'accélération cherchée. Si nous concevons le point O comme faisant partie de la bielle, supposée prolongée, et tournant autour de M pendant le moment considéré, la vitesse de O est dirigée perpendiculairement à MO , et sa grandeur $\overline{Ow} = w$ est déterminée par l'égalité :

$$u : v : \overline{Ow} = \overline{MK} : \overline{MA} : \overline{MO}.$$

La décomposition de \overline{Ow} dans la direction de CO et dans celle de la bielle donne les composantes :

\overline{Ow}_1 , c'est-à-dire la vitesse avec laquelle le point O se meut dans la direction de CO et :

\overline{Ow}_2 , c'est-à-dire la vitesse avec laquelle la bielle pénètre, en quelque sorte, au travers de la perpendiculaire élevée en C .

Donc \overline{Ow}_1 donne l'accélération cherchée k pour $\omega = 1$; pour une valeur quelconque de la vitesse angulaire, $k = \omega \cdot \overline{Ow}_1$.

Nous traçons $CQ \parallel OM$ et $QR \perp KA$. Nous avons alors $\Delta w_1 Ow \sim \Delta RCQ$, d'où résulte :

$$\overline{Ow}_1 : \overline{Ow} = \overline{CR} : \overline{CQ}$$

$$w_1 = w \frac{\overline{CR}}{\overline{CQ}}.$$

Les triangles semblables AMO et ACQ donnent :

$$\overline{AM} : \overline{MO} = \overline{AC} : \overline{CQ}.$$

$$v : \overline{Ow} = r : \overline{CQ}$$

$$\overline{Ow} = \frac{v}{r} \cdot \overline{CQ} = \omega \overline{CQ}.$$

¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1890, p. 1320 et 1321.

extrémités des trajets correspondants du piston, de manière que les valeurs positives de k , comme par exemple $\overline{KP} = \overline{CR}$ (pour $\omega = 1$), soient mesurées de haut en bas, et que les valeurs négatives soient mesurées de bas en haut, on obtient la courbe des accélérations $P_1 P P_0 P_2$ pour la *marche en avant*. Le point P_0 , correspondant à $k = 0$, se trouve à l'endroit où la vitesse u , et par conséquent aussi l'étendue CO possèdent leur maximum de valeur (voir fig. 396). Le point R tombe alors en C . La manière de trouver les valeurs de k pour les points morts de la manivelle est indiquée sur la figure 397.

Pour la *marche en arrière*, pendant laquelle la moitié inférieure du cercle décrit par la manivelle est parcourue par celle-ci, le tracé en ligne pointillée $P_1' P_0 P_2'$, symétrique à $P_2 P_0 P_1$, donne, sur la figure 397, la courbe des accélérations.

Pour $l = \infty$, la courbe d'accélération $P_1 P_0 P_2$ de la figure 397 se transforme en ligne droite $P_1 P_0 P_2$, fig. 398, à cause de :

$$k = \omega^2 r \cos \varphi = \omega^2 z \text{ (fig. 398).}$$

On doit procéder d'une manière tout à fait analogue s'il s'agit de représenter la force d'accélération F (formules 466 et 467). Le facteur ω

(formules 462 et 463), est alors remplacé par $\omega^2 \frac{P}{g}$ ou $\left(\frac{n}{30}\right)^2 P$, ce qui donne $F = \omega^2 \frac{P}{g} \overline{CR}$ et $F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 P \cdot \overline{CR}^1$.

¹ La méthode de représentation donnée ci-dessus suppose, comme le montre la marche du raisonnement, une vitesse angulaire constante. L'emploi de cette méthode ou de quelqu'une des autres qui se trouvent dans les ouvrages techniques, comme par exemple celles de *Mohr, Civilingenieur*, 1879, p. 612, de *Rittershaus, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1883, p. 283 et suivantes, etc., et pour lesquelles l'invariabilité de la vitesse angulaire ne se justifie pas avec une exactitude suffisante, ne peut naturellement conduire, en pareils cas, à aucun résultat précis. C'est ce qu'il ne faut pas perdre de vue, le cas échéant, avec les étaux limeurs, les machines à raboter, les scies alternatives, etc.

Quand la vitesse angulaire est sujette à de grandes variations, il convient de tracer d'abord, à l'aide de la formule du travail, la courbe de vitesse puis, d'après *Pröll*, la courbe de l'accélération, en se basant sur ce que la sous-normale à la courbe de vitesse est égale à l'accélération.

On admet parfois que la loi des forces accélératrices n'a été trouvée que vers 1860, ou du moins que les ingénieurs constructeurs n'en tiennent compte que depuis cette époque. A cet égard, et tout en faisant complètement abstraction de ce que l'on avait dès lors reconnu dans la construction des locomotives, on nous permettra de rappeler que le calcul des tourillons de manivelles et de châssis de scies alternatives, exécuté en tenant compte des masses animées d'un mouvement de va-et-vient, se trouve dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure* dès l'année 1862, pages 269 et suivantes. En tous cas, dès 1850, des machines ont été réellement tracées et exécutées d'après des calculs de ce genre. Ces calculs auraient été généralement impossibles si l'on n'avait pas tenu compte des forces accélératrices. Figurons-nous, par exemple, un châssis de scierie alternative dont le poids, avec les scies qu'il porte, atteint 350 kg, et qui fait par minute 180 courses ascendantes et descendantes avec un rayon de manivelle $r = 300 \text{ mm}$. Nous trouvons, abstraction faite de l'influence de la longueur limitée de la bielle, et en supposant la vitesse angulaire constante, qu'il faut exercer sur le tourillon du châssis pour soulever ce dernier une force égale au poids plus la force accélératrice qui, d'après la formule 467, avec $\varphi = 0$, est :

$$F_{max} = 350 + \left(\frac{180}{30}\right)^2 \cdot 350 \cdot 0,3 = (1 + 10,8) 350 = 4130 \text{ kg,}$$

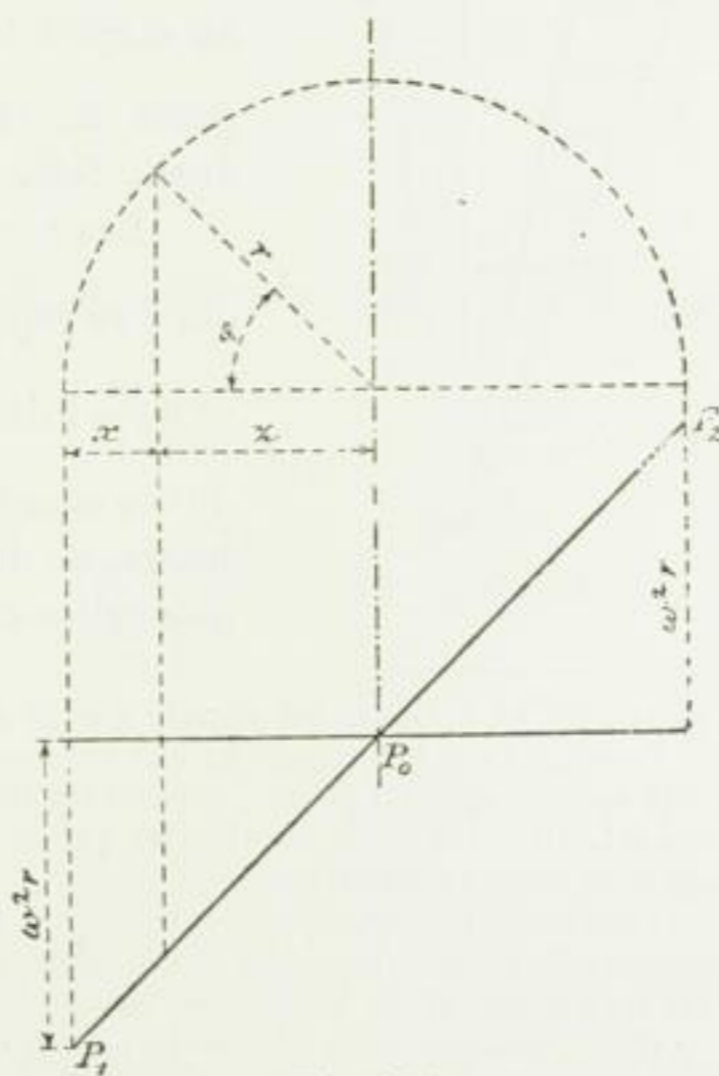


Fig. 398.

IV. Forces d'inertie de la bielle.

Pour de grands nombres de tours, les forces d'inertie en vertu desquelles les masses des diverses parties de la bielle s'opposent au changement de son état de mouvement — au moins en certains endroits — acquièrent une importance considérable. Ce sont, particulièrement, les forces de masses suscitées perpendiculairement à l'axe de la bielle, que l'on doit considérer à ce point de vue. Pour les déterminer, employons le procédé approximatif suivant¹.

A l'instant qui suit celui pendant lequel le tourillon de manivelle A, fig. 399, est arrivé à sa position extrême de gauche, l'axe de ce tourillon reçoit dans la direction de A vers C

une accélération de $\omega^2 r = \frac{v^2}{r}$. Le cas est le même pour le point

de l'axe de la bielle formant l'intersection de cet axe et de celui de la manivelle. L'accélération d'un point quelconque P de l'axe de la bielle, situé à une distance x de K, se mesure approximativement

au moyen de $\omega^2 r \frac{x}{l}$. Si $\overline{AE} = \omega^2 r$ représente l'accélération au point A, la parallèle \overline{PF} à \overline{AE} , obtenue après le tracé de la droite EK, doit représenter l'accélération du point P.

Les accélérations des divers points de la bielle (A et P) peuvent donc se représenter comme les côtés parallèles ($\overline{AE} = \omega^2 r$, $\overline{PF} = \omega^2 r \frac{x}{l}$) des triangles semblables (KAE, KPF). Les composantes de ces étendues (\overline{AE} , \overline{PF}), prises perpendiculairement à l'axe de la bielle, ne diffèrent que très peu des étendues elles-mêmes de façon que celles-ci peuvent être considérées, avec l'approximation résultant

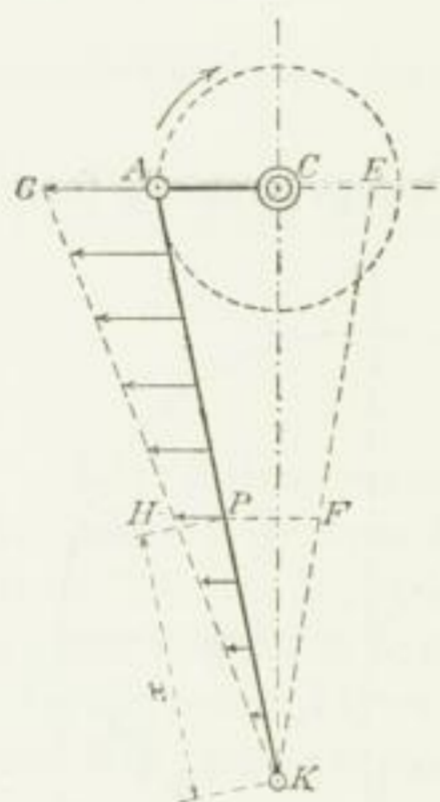


Fig. 399.

c'est-à-dire 11,8 fois aussi grande que le poids du châssis.

Comme dans beaucoup de cas analogues, l'ingénieur vivant au milieu des entreprises industrielles avait appris, sinon *a priori*, par la réflexion, du moins par nécessité, à tenir compte des forces accélératrices. La théorie de la manivelle, qui se trouve dans les ouvrages techniques, lui fournissait pour cela une base suffisamment sûre.

La courbe $P_1 P_0 P_2$, représentée sur la figure 397, se trouve déjà dans *Engineering*, 1868, vol. 5, p. 159, à propos de la machine Allan, à grande vitesse; son emploi combiné avec le diagramme d'indicateur se voit à la page 184 du même volume.

C'est *Radinger* qui, le premier, s'est occupé méthodiquement, dans la *Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-und-Architekten-Vereines*, 1869, p. 185 et suivantes, de cette question aux progrès de laquelle sa manière de la traiter a donné une impulsion extraordinaire. Parmi les travaux postérieurs dans cette direction, nous citerons particulièrement celui de *Wehage* (*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 637 et suivantes) et, plus récemment, celui de *Striebeck* (*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1893, p. 10 et suivantes).

Pour rechercher les conditions du mouvement de l'eau dans le tuyau d'aspiration d'une pompe à piston, et trouver le nombre de courses de piston admissible pour cette pompe, l'auteur s'est servi de la courbe d'accélération $P_1 P_0 P_2$, fig. 397, et de la courbe de vitesse, fig. 396, dès le milieu de l'année 1870 (voir son travail intitulé « *Allgemeine Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen* » (Principes généraux pour la construction des pompes à piston), § 3, p. 161 et suivantes, appendice à l'ouvrage « *Die Konstruktion der Feuerspritzen* » (La construction des pompes à incendie), Stuttgart, 1883).

¹ Si l'on voulait procéder avec rigueur, il faudrait concevoir le mouvement de la bielle comme composé du mouvement rectiligne du point K, étudié ci-dessus aux art. I à III, et de la rotation du point A autour de C. L'accélération d'un point quelconque de l'axe de la bielle situé entre K et A résulte de l'accélération k (formules 462, 463) du point K dans la direction KC et de l'accélération normale $\omega^2 r = \frac{v^2}{r}$ du point A. L'auteur a conservé la méthode approximative et tout à fait claire de la première édition et renvoie, en ce qui concerne un procédé rigoureux, au travail d'*Autenrieth* dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, p. 716 et suivantes, ainsi qu'à ceux de *Mohr*, *Civilingenieur*, 1895, p. 590 et suivantes, et de *Land*, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1896, p. 904 et suivantes.

tant de la marche de notre raisonnement, comme perpendiculaires à l'axe de la bielle.

Les forces avec lesquelles les divers éléments de la bielle résistent à ces accélérations sont égales aux produits de ces dernières et des masses des éléments ; leur direction est contraire à celle des accélérations. Si l'on adopte, pour les divers éléments, la longueur 1 cm il s'ensuit que la force avec laquelle l'élément qui se trouve en P, dont la section est s et le poids spécifique γ , au centimètre cube, s'oppose au mouvement est :

$$\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{s \gamma}{g} = q \frac{x}{l},$$

en supposant que :

$$q = \omega^2 r \frac{s \gamma}{g} = \left(\frac{n}{30} \right)^2 \frac{r}{100} s \gamma = \left(\frac{n}{300} \right)^2 r s \gamma \quad (468)$$

Si s est constant, c'est-à-dire si la bielle est un prisme, la représentation de ces forces fournit, fig. 399, un triangle KAG tel que :

$$\overline{PH} = q \frac{x}{l},$$

$$\overline{AG} = q.$$

A ce triangle on peut substituer, conformément à ce qui a été dit ci-dessus, le triangle rectangle KAG, fig. 400, avec $\overline{AG} = q$. La résultante de cette force d'inertie atteint donc :

$$\frac{1}{2} q l$$

et agit à la distance $\frac{2}{3} l$ de l'axe K du tourillon de crosse. Il faut donc, pour la vaincre, exercer sur le tourillon de manivelle un effort $\frac{1}{3} q l$, c'est-à-dire un

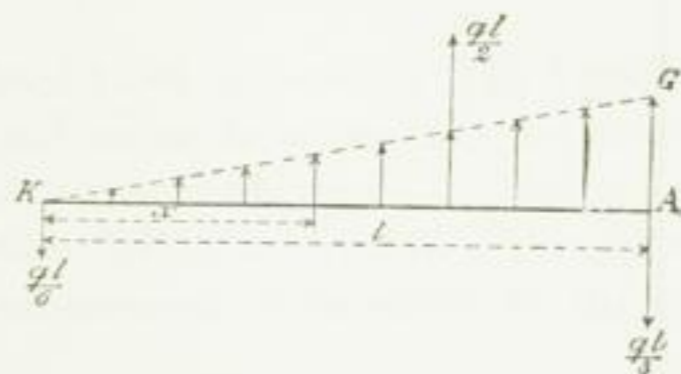


Fig. 400.

tiers de la force centrifuge $\omega^2 r \frac{s l \gamma}{g} = q l$ de toute la masse de la bielle supposée concentrée dans le tourillon de manivelle ; tandis que, sur le tourillon de crosse, agit un effort de $\frac{1}{6} q l$, c'est-à-dire un sixième de cette force centrifuge.

On trouve ainsi, par exemple, d'après la formule 468, pour $n = 240$, $r = 400$ mm, $l = 2000$ mm, $s = 50$ cmq, $\gamma = 0,0078$:

$$q = \left(\frac{240}{300} \right)^2 \cdot 40 \cdot 50 \cdot 0,0078 = 9,984 \text{ kg},$$

et par conséquent :

$$\frac{q l}{3} = \frac{9,984 \cdot 2000}{3} = 665,6 \text{ kg}.$$

Pour une section quelconque déterminée par la distance x de K, on obtient le moment fléchissant :

$$M_f = q \frac{l}{6} x - q \frac{x}{l} \frac{x}{2} \frac{x}{3} = \frac{q}{6l} (l^2 x - x^3),$$

qui pour :

$$\frac{dM_f}{dx} = l^2 - 3x^2 = 0,$$

$$x = l \sqrt{\frac{1}{3}} = 0,577l$$

atteint son maximum de valeur :

$$(M_f)_{max} = \frac{q}{6l} \left(l^2 \cdot 0,577l - \frac{0,577^3}{3} l^3 \right) = 0,064 q l^2 = \infty \frac{q l^2}{16} \quad (469)$$

Ce moment est aussi grand que si la force $\frac{1}{2} q l$, uniformément répartie sur la tige, chargeait cette dernière.

Ordinairement, l'hypothèse de la constance de s ne se réalise pas dans la pratique, même approximativement, comme on peut le voir, par exemple, fig. 292, pl. 40. Dans ce cas, la variabilité de s conduit à remplacer la droite $K G$ des figures 399 et 400 par une courbe, que l'on obtient en divisant la bielle, par des sections perpendiculaires à son axe, en éléments distincts dont on détermine les actions de masses particulières en admettant que les éléments soient situés dans l'axe de la bielle. Il convient de régler la longueur de ces éléments (dans le sens de l'axe de la bielle) en raison de la variabilité de s : plus s change rapidement, plus la longueur des éléments doit être réduite. Si la longueur de l'élément de

masse situé à une distance x du tourillon de crosse est γ , et sa section moyenne s , l'action de masse qui agit sur lui est :

$$\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{s \lambda \gamma}{g} = \left(\frac{n}{300} \right)^2 r \frac{x}{l} s \lambda \gamma.$$

C'est ainsi, par exemple, que l'on obtient pour des tiges du type représenté, fig. 292, pl. 40, une ligne parcourant à peu près le trajet $KBCDEFGHJ$, fig. 401. F correspond à l'axe du tourillon de manivelle. La surface comprise entre la droite KJ et la courbe $KBCDEFGHJ$ représente la force centrifuge de l'ensemble de la bielle ; son centre de gravité détermine le lieu de cette force. Or, comme ce lieu est assez voisin du tourillon de manivelle, on voit clairement que la partie de la force centrifuge, de beaucoup la plus grande, agit sur le tourillon de manivelle ; quelquefois c'est la totalité, par exemple quand la force centrifuge résultante est à une distance l de la crosse, ce dont on peut reconnaître la possibilité en considérant la surface de la figure 401 lorsque les masses sont convenablement réparties. Si même l'accumulation des masses à la tête de bielle, adjacente au tourillon de manivelle, a lieu au delà de ce tourillon, il semble possible que la force centrifuge résultante agisse (sur A) au delà de l'étendue KA , fig. 400, et en dehors de A , de manière à donner lieu à une inversion de la contre pression en K .

On doit ensuite procéder de la même manière

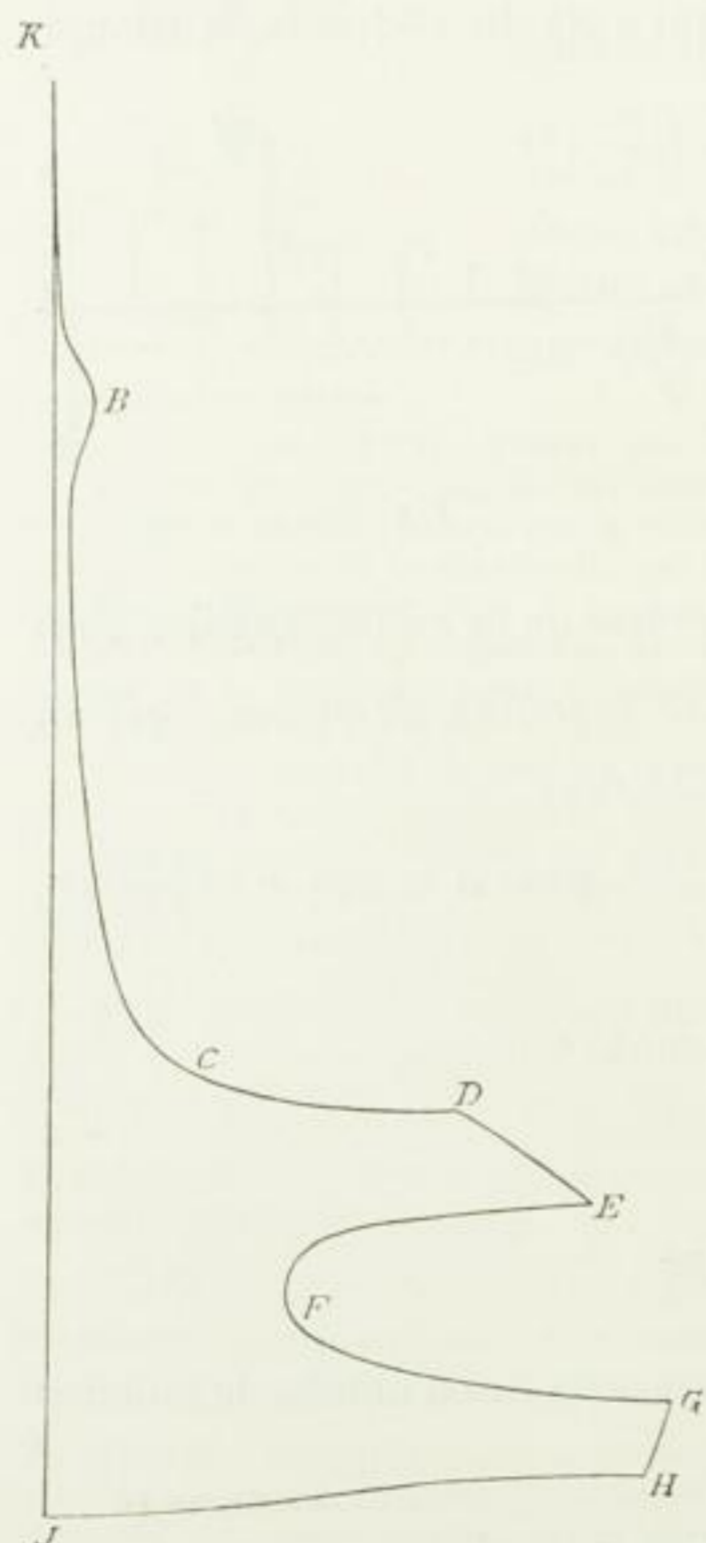


Fig. 401.

que pour la bielle prismatique. Pour les bielles dont les sections augmentent vers le tourillon de manivelle et qui ont une grosse tête en cet endroit, la règle trouvée ci-dessus et d'après laquelle la force agissant perpendiculairement à l'axe de la bielle, pour vaincre l'inertie du tourillon de manivelle, doit être considérée comme égale à un tiers de la force centrifuge de toute la masse supposée réunie dans le tourillon de manivelle, se modifie au point d'atteindre une valeur très notablement supérieure.

La figure 399, qui forme le point de départ de notre raisonnement, correspond à l'instant où l'accélération agissant perpendiculairement à l'axe de la bielle possède — avec l'exactitude de la base de notre calcul — son maximum de valeur. Pour l'angle de rotation φ , fig. 402, cette accélération du point A atteindrait seulement $\omega^2 r \sin \varphi$, celle du point quelconque P serait donc :

$$\frac{x}{l} \omega^2 r \sin \varphi$$

et, par conséquent, la force d'inertie correspondante aurait une valeur de :

$$\frac{x}{l} \omega^2 r \frac{s \gamma}{g} \sin \varphi = q \frac{x}{l} \sin \varphi.$$

La formule 468 se transforme alors, pour cette position quelconque de la manivelle, en :

$$q = \omega^2 r \frac{s \gamma}{g} \sin \varphi = \left(\frac{n}{300} \right)^2 r s \gamma \sin \varphi \tag{470}$$

Quand la manivelle occupe la position CD (et plus tard aussi la position CB) l'accélération agissant perpendiculairement à l'axe de la bielle, et l'action de masse qui lui correspond, deviennent égales à zéro ; par contre, à ce moment, toute la masse de la bielle doit subir l'accélération dans la direction CK. Quand la position CD a été franchie, l'accélération perpendiculaire à l'axe de la bielle se change en ralentissement et les effets de masses des éléments de la bielle changent de direction.

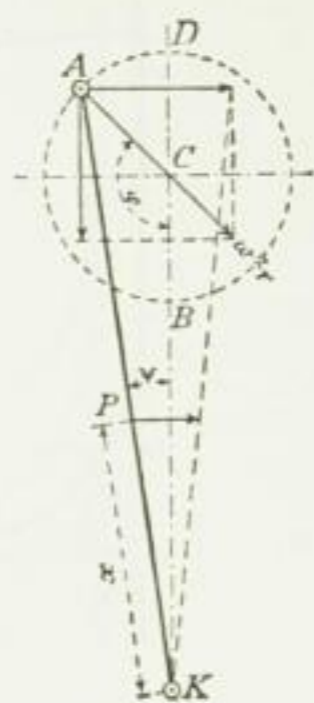


Fig. 402.

V. Rapports entre la force et le travail dans le mouvement de manivelle d'une machine à vapeur à un cylindre.

1. Pression sur la crosse et sur le tourillon de manivelle.

Soient, fig. 403 et 404, les diagrammes d'indicateur pour les capacités adjacentes au fond et au couvercle de la machine, fig. 405, dont le piston est muni de deux tiges de même grosseur.

Au moment où le piston a parcouru, à partir du fond, le trajet x (fig. 403 à 405), il subit la tension de vapeur $y z$ (fig. 403), qui agit derrière lui, et la tension de vapeur $y_1 z_1$ (fig. 404), qui agit devant lui, de façon que l'excès de pression est égal à la différence des deux ordonnées. Pour représenter la ligne de cet excès de pression, c'est-à-dire la différence des tensions de vapeur qui agissent *simultanément* derrière et devant le piston, pendant la révolution complète de la manivelle, portons sur la figure 406 les pressions comme ordonnées, avec les trajets correspondants de piston comme abscisses, et traçons en montant les pressions de l'espace adjacent au fond du cylindre et, en descendant, celles de l'espace adja-

cent au couvercle et qui agissent en sens inverse des premières ; nous obtenons ainsi les tracés $abcdefga$ et $e_1f_1g_1a_1b_1c_1d_1e_1$ et, en $hiklmn$ et $opqrst$, les courbes des pressions résultantes, les lignes de l'excès de pression de la vapeur ou, par abréviation, les lignes d'excès de pression pour la marche en avant et celle en arrière de façon que, par exemple, quand le piston a parcouru le trajet x , fig. 406, l'excès de pression total sur le piston atteint Fp_u , en admettant que F soit la valeur de la section utile du piston.

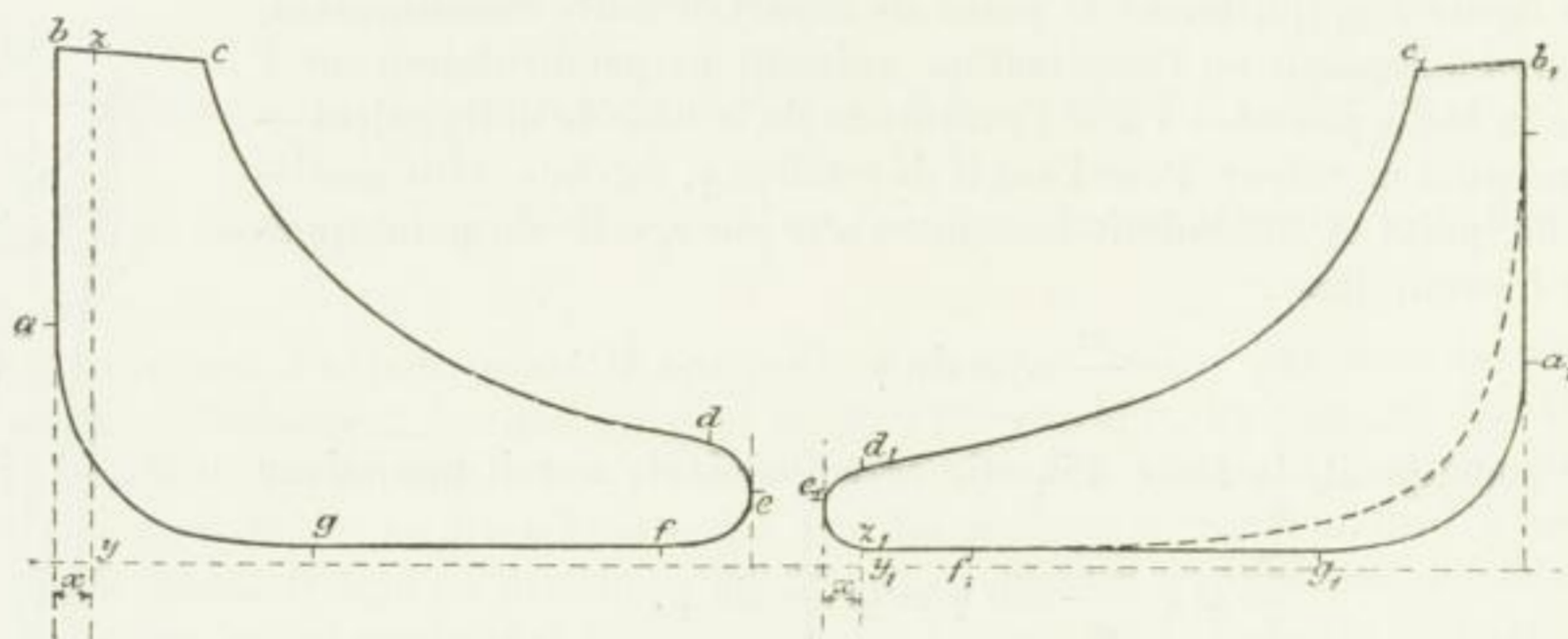


Fig. 403.

Fig. 404.

Pendant la période d'accélération, une partie de cette pression doit servir à l'accélération des masses. Si K_1 est le poids du piston, de la tige et de la crosse, l'accélération de ces masses exige, d'après la formule 467, par centimètre carré de section du piston, la pression :

$$p_1 = \frac{E}{F} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{K_1}{F} r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi\right) \tag{471}$$

La représentation de cette valeur p_1 pour les diverses positions du piston est fournie, d'après ce qui a été expliqué à l'art. III, par le tracé de la ligne $P_1 P_0 P_2 P_0' P_1'$, fig. 397. Si les ordonnées de cette ligne sont retranchées de celles de la ligne d'excès de pression, ou leur sont ajoutées, suivant qu'il s'agit de forces accélératrices ou retardatrices, on obtient en $h_1 i_1 k_1 l m_1 n_1$ et en $o_1 p_1 q_1 r s_1 t_1$ la ligne des valeurs :

$$pq = pu - p_1, \tag{472}$$

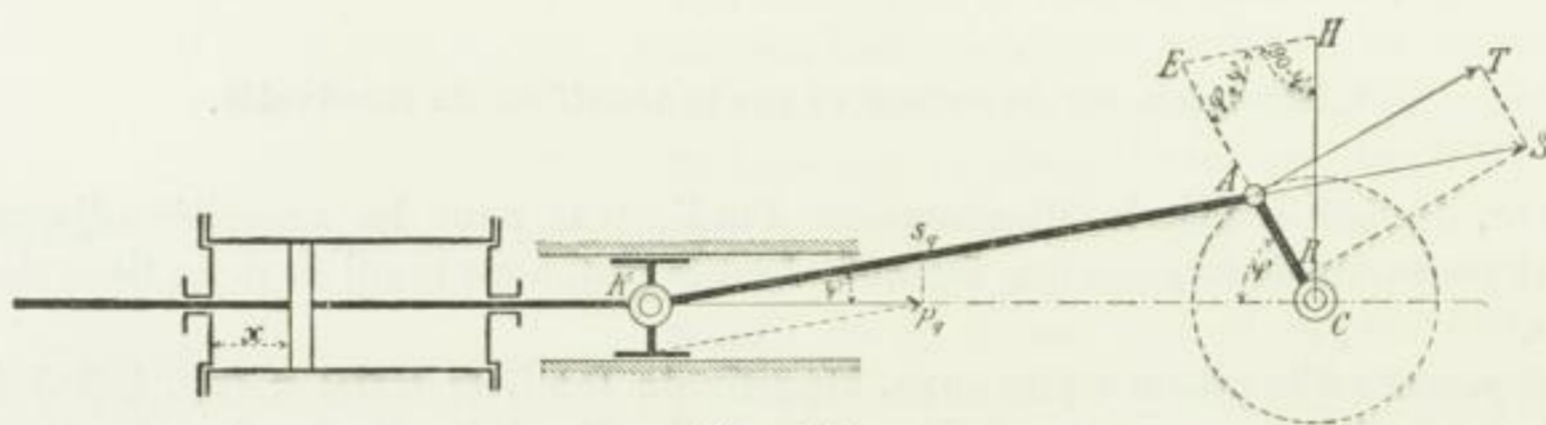


Fig. 405.

c'est-à-dire les courbes de la pression *horizontale* sur le tourillon de crosse.

Si, dans la formule 471, on ajoute au poids K_1 le poids K_2 de la bielle, on tire d'une manière tout à fait analogue de :

$$p_2 = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{K_1 + K_2}{F} r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi\right) \tag{473}$$

406

d'abord le tracé de la ligne $R_1 P_0 R_2 P_0' R_1'$ et. au moyen de ce dernier tracé en $h_2 i_2 k_2 l m_2 n_2 o_2 p_2 q_2 r s_2 t_2$, la ligne des valeurs :

$$pk = pu - p_2, \tag{474}$$

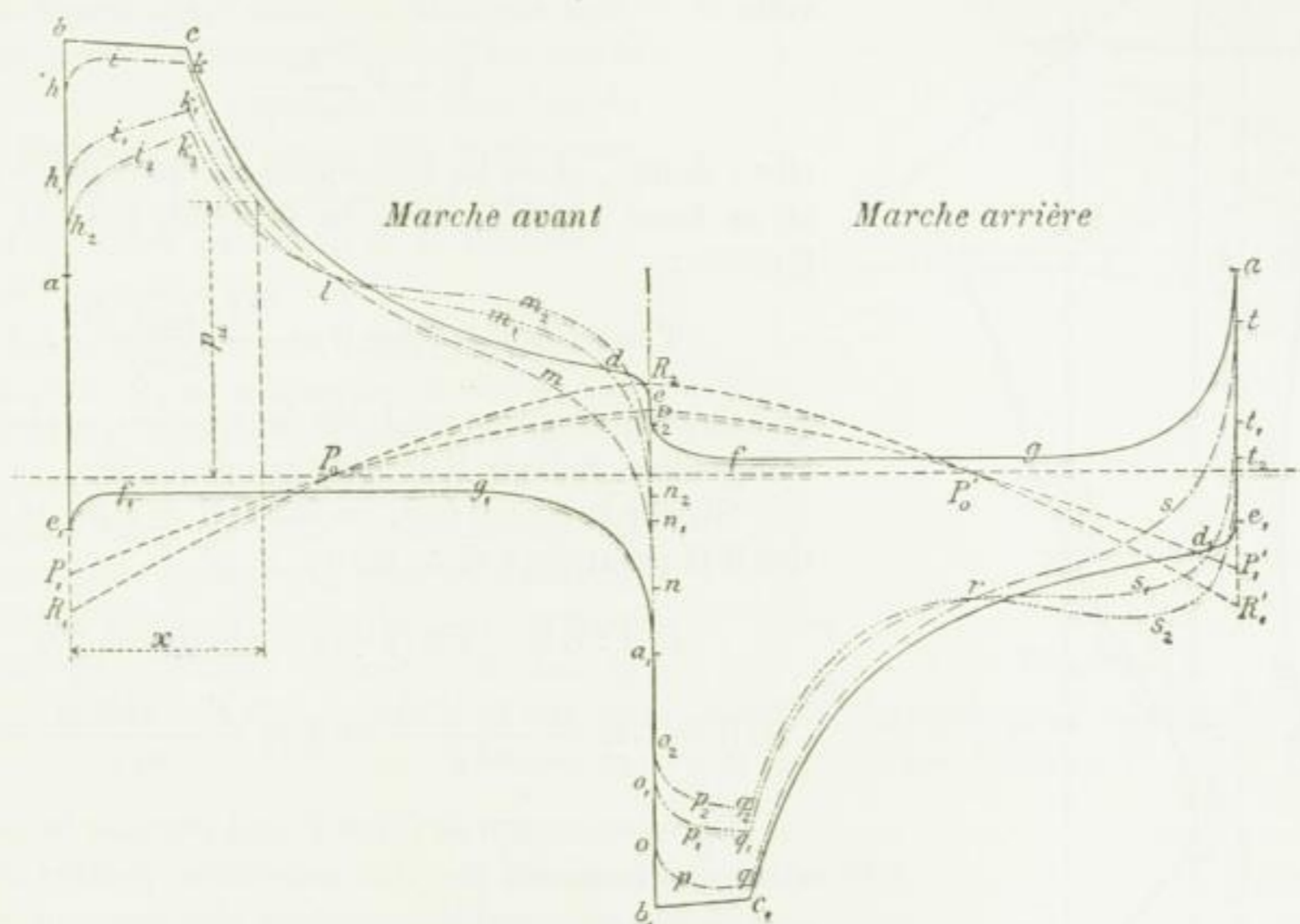


Fig. 406.

c'est-à-dire la courbe approchée de la pression *horizontale* sur le tourillon de manivelle ¹.

Comme on peut le voir d'après la figure 405, p_q exerce à la crosse, sur la bielle, un effort :

$$F s_q = F \frac{p_q}{\cos \psi} \tag{475}$$

et une pression sur la glissière :

$$F p_q \tan \psi \tag{476}$$

¹ Par approximation en présence de la ligne p_q , en supposant que les masses de la bielle n'accomplissent pas seulement un mouvement de va-et-vient, comme le piston, sa tige et la crosse, mais possèdent aussi un mouvement de rotation.

² Le calcul rigoureux de l'effort sur la bielle aurait à tenir compte de la résistance au frottement sur la glissière. Si l'on désigne par ρ l'angle de frottement correspondant à cette résistance, on trouve :

$$F s_q = F p_q \frac{\cos \rho}{\cos (\psi - \rho)}$$

Dans des conditions normales et en présence de la faible pression à l'unité de surface qui doit exister en cet endroit (environ 2 kg/cmq), le frottement n'a lieu qu'entre les particules liquides de la matière lubrifiante (voir p. 357 et suivantes ce qui est dit aux art. a et c), donc le coefficient de frottement et par suite l'angle ρ sont très petits, de façon qu'il semble beaucoup plus correct de le poser ici comme égal à zéro, plutôt que de l'introduire dans le calcul, comme on le fait avec une valeur telle que $\tan \rho = 0,1$.

Cette dernière pression est supportée par le guide rectiligne; la première se transmet, par l'intermédiaire de la bielle, au tourillon de manivelle et s'y modifie en raison de la différence $p_q - p_k$, de façon que sa valeur atteint au tourillon de manivelle :

$$S = F \frac{p_k}{\cos \psi} \quad (477)$$

elle y donne, si on la décompose en force tangentielle et en force radiale, dans le premier sens la force latérale :

$$T = S \sin(\varphi + \psi) = F p_k \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi}, \quad (478)$$

qui agit seule pour produire la rotation, puisque la composante radiale R coupe l'axe de l'arbre.

Si, sur la figure 405, on fait $\overline{CE} = F p_k$ et si l'on tire EH parallèle à KA , on a :

$$\overline{CH} : \overline{CE} = \sin(\varphi + \psi) : \sin(90 - \psi),$$

$$\overline{CH} = \overline{CE} \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = F p_k \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = T.$$

En représentant la force T , qui produit le mouvement de rotation, par des ordonnées portées sur les arcs parcourus considérés comme abscisses, on obtient sur la ligne $abcdefghi$, fig. 407, une image de la variabilité de la force qui produit le mouvement de rotation, la *ligne de la force de rotation*. La course (révolution) commence en a avec $T = 0$, la force de rotation atteint en c son maximum de valeur, diminue ensuite jusqu'à zéro, et ainsi de suite.

Si le diagramme d'indicateur indiquait une compression importante, telle que celle indiquée par un trait pointillé sur la figure 404, le trajet des lignes de la figure 406 serait remplacé par celui de la figure 408. Une comparaison montre que, dans ce cas lui-même, la courbe de la valeur p_k coupe l'axe des abscisses à une distance assez grande en avant du point mort; elle montre aussi que la course se termine avec l'importante valeur négative $p_k = -y$, tandis que sa valeur, dans le cas de la figure 406, correspondait seulement à la petite distance du point n_2 au-dessous de l'axe des abscisses.

La détermination des forces de rotation d'après la figure 408 conduit au trajet de la ligne de force de

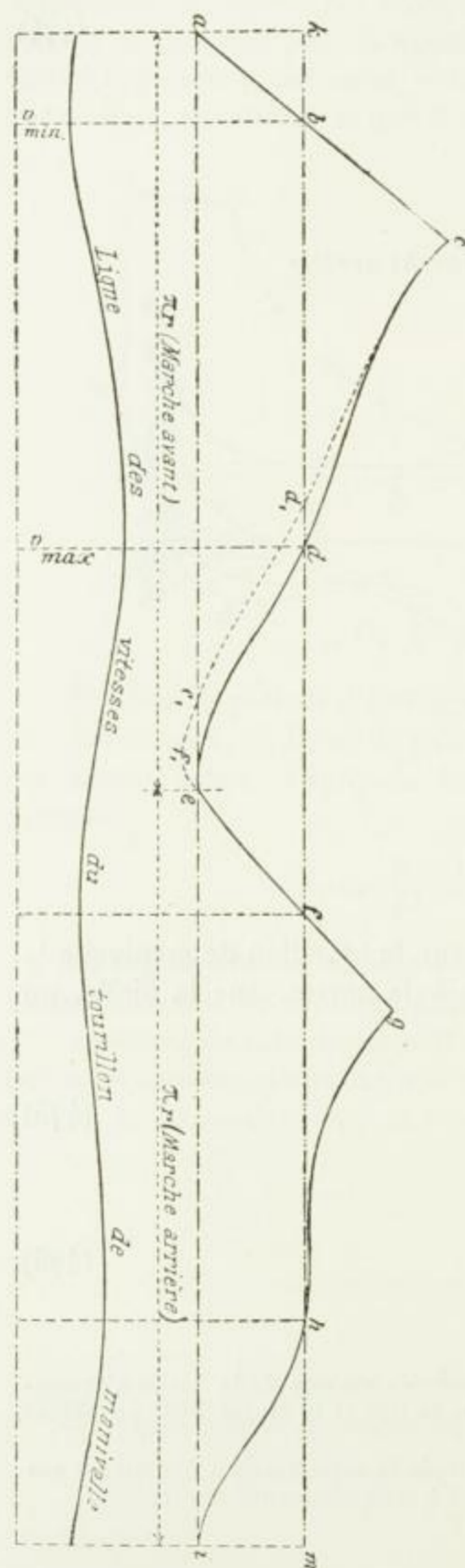


Fig. 407.

rotation $c d_1 e_1 f_1 e$, tracée en pointillé sur la figure 407. Sur cette figure, la force de rotation est représentée égale à zéro en e_1 (correspondant au point de passage m^2 sur l'axe des abscisses de la figure 408) et reste négative jusqu'à la fin e de la marche en avant. Elle

m²

change ensuite de direction en e_1 , mais assez lentement comme le montre la petitesse de l'angle sous lequel la ligne de force de rotation coupe l'axe des abscisses sur la figure 207. Tandis que la bielle agit, pendant le parcours de l'arc ae_1 du cercle de manivelle, en poussant le tourillon de cette dernière, cette action de la bielle cesse à partir de e_1 , pour faire place à une résistance à l'effort du tourillon de manivelle, devenu moteur à son tour.

La pression totale subie par le tourillon de la crosse se compose de l'effort Fsq de la bielle, calculé ci-dessus, des parties du poids propre de la bielle et de la force d'inertie (voir p. 546 et suivantes) de celles de ces parties qui sont adjacentes à la crosse, ainsi que de la réaction du frottement du tourillon de manivelle sur la crosse. Les choses se passent d'une manière tout à fait analogue pour la pression totale sur le tourillon de manivelle (voir les remarques à ce sujet à l'art. bielles).

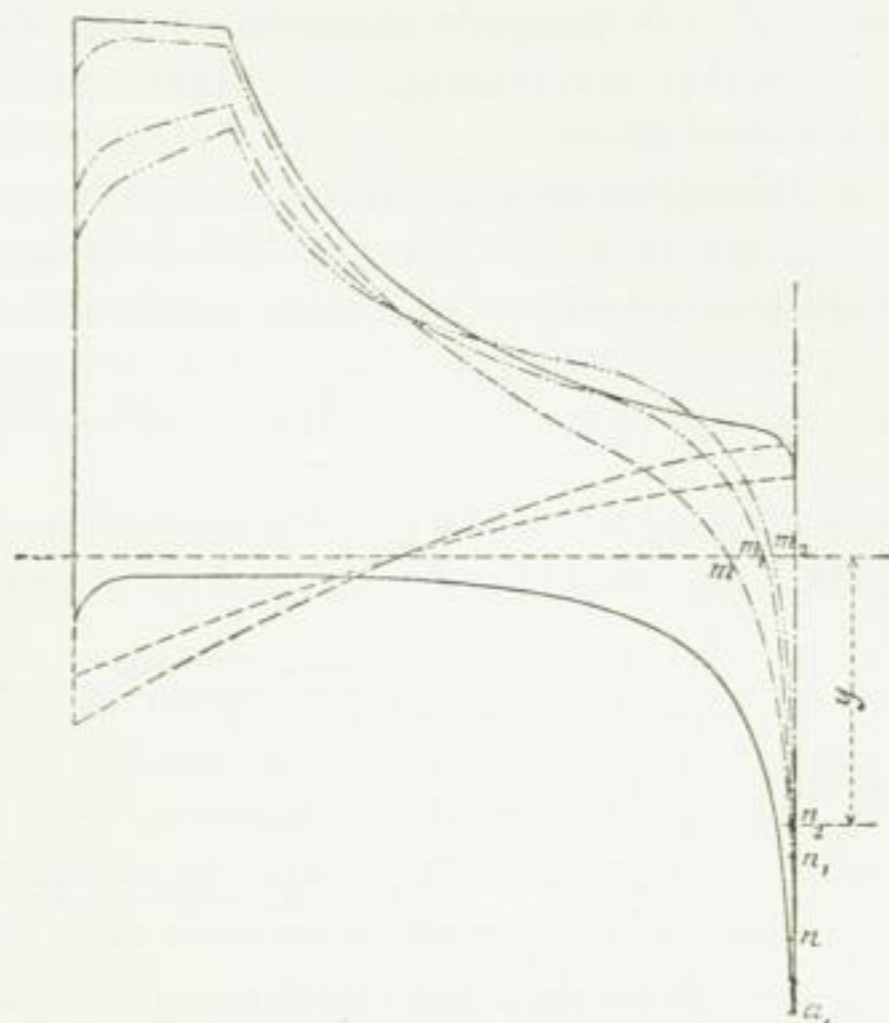


Fig. 408.

2. Régularité de la marche.

La surface limitée, sur la figure 407, par le tracé de la ligne $abcdefghi$ représente le travail mécanique transmis au tourillon de manivelle et produit par la vapeur. Ce travail est positif dans le cas de la marche dans la direction $cd_1e_1f_1e$, tant qu'il est indiqué au-dessus de l'axe des abscisses et négatif lorsque ses éléments sont situés au-dessous de cet axe.

Ce travail correspond à un rectangle $aimk$ de hauteur $\overline{ak} = \overline{im}$. Si maintenant le travail de la machine consiste à vaincre une résistance tangentielle constante R pouvant agir sur l'arbre à manivelle (par l'intermédiaire d'une poulie à câble ou à courroie, par exemple), $\overline{ak} = \overline{im}$ est la mesure de ce travail ramenée à la distance r , en supposant que le travail fourni pendant une révolution de la machine soit égal à celui qui est nécessaire pour vaincre cette résistance. Comme la résistance R l'emporte sur la force de rotation T de a en b , la force vive doit être prise, jusqu'en b , aux masses animées d'un mouvement de rotation, c'est-à-dire, particulièrement, au volant de la machine, moyennant une réduction de la vitesse de ces masses. A partir de b , T l'emporte sur la résistance R et, par conséquent, il doit se produire de b en d une augmentation de vitesse; à partir de là il se produit de nouveau, de d à f une diminution, de f en h une augmentation de vitesse, etc. Les points b et f correspondent donc aux moindres valeurs de la vitesse du tourillon de manivelle, les points d et h aux valeurs les plus élevées de cette vitesse, comme on peut le voir par la ligne des vitesses à la partie inférieure de la figure 407. La vitesse angulaire de l'arbre à manivelle possède donc, pendant une révolution, quatre valeurs remarquables. Il peut même s'en présenter un plus grand nombre, par exemple, dans des conditions comme celles représentées figure 409. Ici, la ligne de résistance est coupée quatre fois par

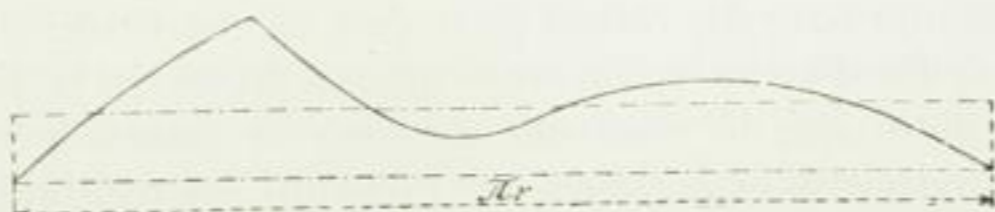


Fig. 409.

la courbe de force de rotation pendant une révolution de la manivelle, et l'on obtient par conséquent, ainsi, quatre valeurs remarquables de la vitesse angulaire pendant une demi-révolution.

Admettons que la vitesse atteigne v_{min} au point b , fig. 407, et v_{max} au point d , en comprenant en une seule les masses tournantes rapportées au tourillon de manivelle, et dont la principale est ordinairement le volant, on trouve au moyen de la valeur M dans :

$$M \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2}$$

la force vive absorbée par les masses en passant de v_{min} à v_{max} . Elle doit être égale au travail représenté par la surface bcd et peut être désignée par A . De :

$$\frac{v_{max} + v_{min}}{2} = v \text{ et } \frac{v_{max} - v_{min}}{v} = \delta \quad (479)$$

résulte :

$$A = M \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2} = M v^2 \delta \quad (480)$$

Cette formule permet de déterminer la masse du volant, moyennant que l'on conçoive v comme vitesse moyenne et que l'on astreigne la valeur δ , qui mesure la variabilité relative de la vitesse ou l'irrégularité de la marche, et reçoit en conséquence la désignation de *degré d'irrégularité* de la marche, à ne pas dépasser une certaine limite. Plus on adopte une grande valeur pour M , plus δ devient petit, toutes conditions égales, et plus la variation de vitesse $v_{max} - v_{min}$ devient petite. Elle ne devient jamais nulle et cela montre qu'à la rigueur l'invariabilité de la vitesse angulaire est impossible.

Pour que la surface bcd puisse servir de base à la détermination du travail A , il faut supposer cette surface plus grande que chacune des surfaces def , fgh , $him + akb$, autrement la détermination des surfaces qui donnent la plus grande différence de vitesse doit précéder la détermination de A .

Si la résistance R n'est pas constante, mais varie périodiquement pendant une révolution, de manière que le travail fourni par la machine pendant cette révolution soit égal au travail dépensé pour vaincre cette résistance, la droite $k b d f h m$ est remplacée, fig. 407, par une courbe qui exprime cette variation ; rien n'est changé, d'ailleurs, à la manière d'opérer.

Dans l'exposé qui précède, la section efficace du piston est supposée égale sur les deux faces de celui-ci. S'il existe une différence importante, on peut en tenir compte en multipliant les ordonnées des figures 403 et 404 par les sections efficaces de piston qui leur correspondent, puis en substituant la somme des efforts aux efforts rapportés à l'unité de surface.

Les résistances par frottement propres à la machine sont négligées dans l'exposé qui vient d'être donné ; aussi le résultat peut-il perdre d'autant plus de son exactitude que l'introduction de vapeur est plus réduite, c'est-à-dire que l'importance relative de ces résistances est plus grande.

De plus, le mode de détermination, donné ci-dessus, du degré d'irrégularité de la marche de la machine repose sur l'hypothèse de l'inflexibilité ou du défaut d'élasticité des parties considérées de la machine à vapeur. Tel n'est cependant pas le cas en réalité, et cela est une nouvelle raison pour que le degré réel d'irrégularité diffère de celui que l'on a calculé d'après la formule 480. L'étude de la ligne de force de rotation $abcdefghi$ montre que la manivelle agit sur la jante du volant, par l'intermédiaire de l'arbre, du moyeu et des bras, avec une force qui est continuellement variable ; en effet, dans le cas

de $c d_1 e_1 f_1 e$, elle est négative vers la fin de la course, ce qui correspond à une inversion de la direction de cette force. Les parties considérées, et en première ligne les bras du volant, l'arbre, la manivelle, etc., se comportent en présence de ces variations de force et par suite de l'élasticité des matières, comme des ressorts, en exerçant par conséquent une certaine influence sur le degré d'irrégularité. Plus on donne d'épaisseur à ces parties, eu égard aux forces en jeu, moins cette influence a d'importance, toutes les autres conditions restant les mêmes; l'arbre à l'extrémité duquel est placé le volant a , par suite de son élasticité, une influence d'autant plus grande sur δ qu'il est plus long, et ainsi de suite.

Pour les machines verticales, il y a lieu de tenir compte du poids des pièces qui montent et descendent: ce poids consomme du travail à la montée mais en produit à la descente.

Si d'autres parties que celles citées ci-dessus sont reliées à la crosse ou au tourillon de manivelle (pompe à air, pompe à eau froide, etc.), il convient de tenir compte non seulement de la multiplication des masses soumises à un mouvement alternatif, mais aussi du travail exigé par ces pièces supplémentaires. Il semble, en somme, nécessaire de surveiller attentivement les conditions spéciales du cas dont nous nous occupons en ce moment.

Le quotient $\frac{K_1}{F}$ ou $\frac{K_1 + K_2}{F}$, dans les formules 471 et 473, dépend: de la matière dont sont faits, en particulier, le piston et la crosse (fonte, acier de moulage, etc.), de l'élévation de la pression de vapeur pour laquelle la machine a été construite, de la longueur relative de la course du piston et de la bielle, des nécessités spéciales auxquelles doit satisfaire la machine en question, des types de construction adoptés pour les différents détails de la machine, de l'habitude qu'a le constructeur de mesurer largement ou parcimonieusement les dimensions, etc. Ce quotient, même pour les machines motrices, varie entre des limites très écartées. Suivant le but visé par le calcul dont on s'occupe, on adopte pour K_1 ou $K_1 + K_2$ des valeurs estimées plus ou moins largement. Pour des conditions moyennes on peut admettre:

$$\frac{K_1}{F} = 0,12 \text{ à } 0,3 \quad \frac{K_1 + K_2}{F} = 0,2 \text{ à } 0,4,$$

sous réserve de modifier, en cas de besoin, ces valeurs quand les poids sont connus ou peuvent se calculer.

3. Tranquillité de la marche.

La machine marche tranquillement quand elle travaille sans chocs, sans déformation (élastique) notable de ses parties et particulièrement sans vibrations:

a. CHOCS.

Un choc a lieu quand deux masses frappent l'une sur l'autre, ce qui donne toujours lieu à l'annulation d'une force vive plus ou moins grande.

Sur une machine à vapeur normale, les chocs ne peuvent se produire qu'au point de contact de deux parties, quand ce contact cesse par intervalles pour se reproduire quand les deux parties frappent l'une sur l'autre. Ces points existent sur les surfaces de contact de pièces *glissant* l'une sur l'autre. (Si le glissement n'a pas lieu on a, en établissant un

assemblage à tension — voir p. 89 — la possibilité d'éviter un choc). Les principaux de ces points se trouvent sur les tourillons de la crosse et de la manivelle, qui sont entourés par les coquilles des coussinets de têtes de bielle, sur les surfaces glissantes de la crosse, à leur point de contact avec la glissière formant guide rectiligne, sur l'arbre à manivelle à l'endroit où il repose dans le palier principal (palier de manivelle), etc.

Pour plus de clarté, figurons-nous une machine dont les tourillons ont dans leurs coussinets et dont la crosse possède, par rapport au guide rectiligne, un jeu considérable, dans le genre de celui représenté figure 410, prenons d'autre part un diagramme d'indica-

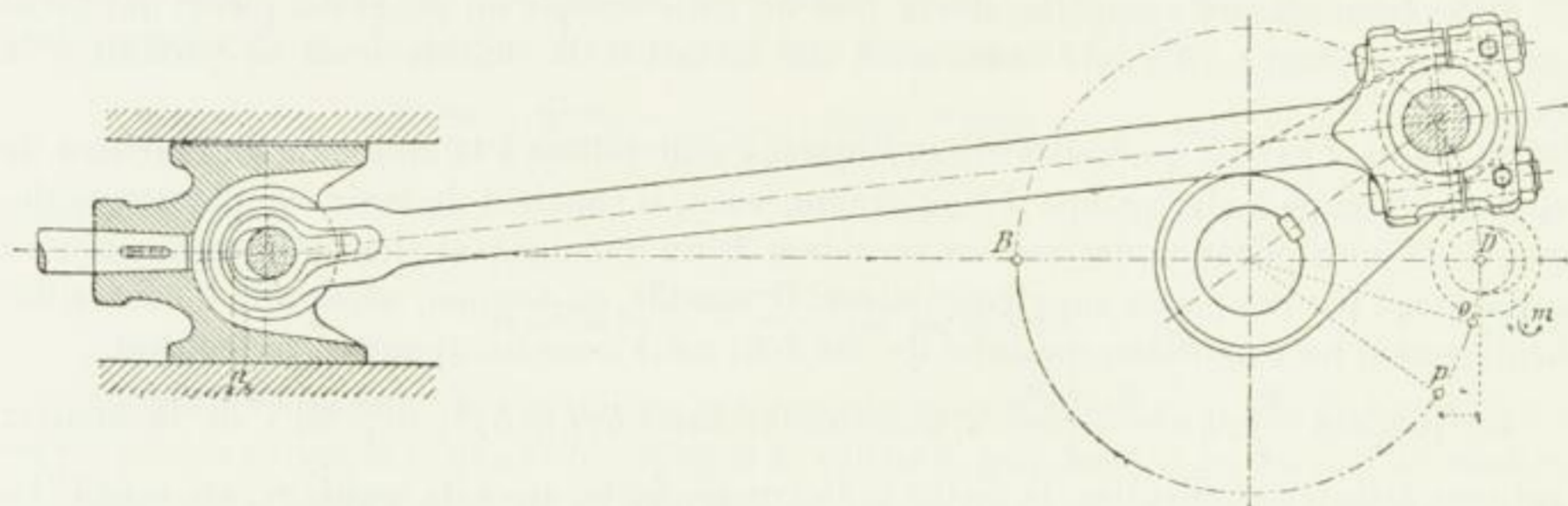


Fig. 410.

teur $abcdea$, fig. 411, que l'on peut à un certain point de vue considérer comme parfait. Soient, sur cette dernière figure, la ligne de pression effective, et les courbes des pressions p_q et p_k (formules 472 et 474) tracées d'après le procédé indiqué à l'art. 1.

Quand le piston a parcouru le trajet x , fig. 411, la force S avec laquelle le coussinet interne de la bielle est poussé, contre le tourillon de manivelle, par la pression de la vapeur (voir fig. 410), est mesurée d'après la formule 477 par :

$$S = \frac{F p_k}{\cos \psi}$$

Cette force correspond à une certaine compression élastique de l'ensemble de la bielle, ainsi que des coquilles de coussinets et des surfaces correspondantes des tourillons ; la tige du piston elle-même et ses assemblages sont aussi comprimés proportionnellement à la pression qu'ils subissent. Désignons par λ , en vue d'une discussion générale qui suivra, le raccourcissement élastique de ces parties par opposition à l'état de tension nulle ($S = 0$). A l'instant où le tourillon de manivelle arrive au point mort D, fig. 410, on a, d'après la fig. 411 :

$$S = F \varepsilon$$

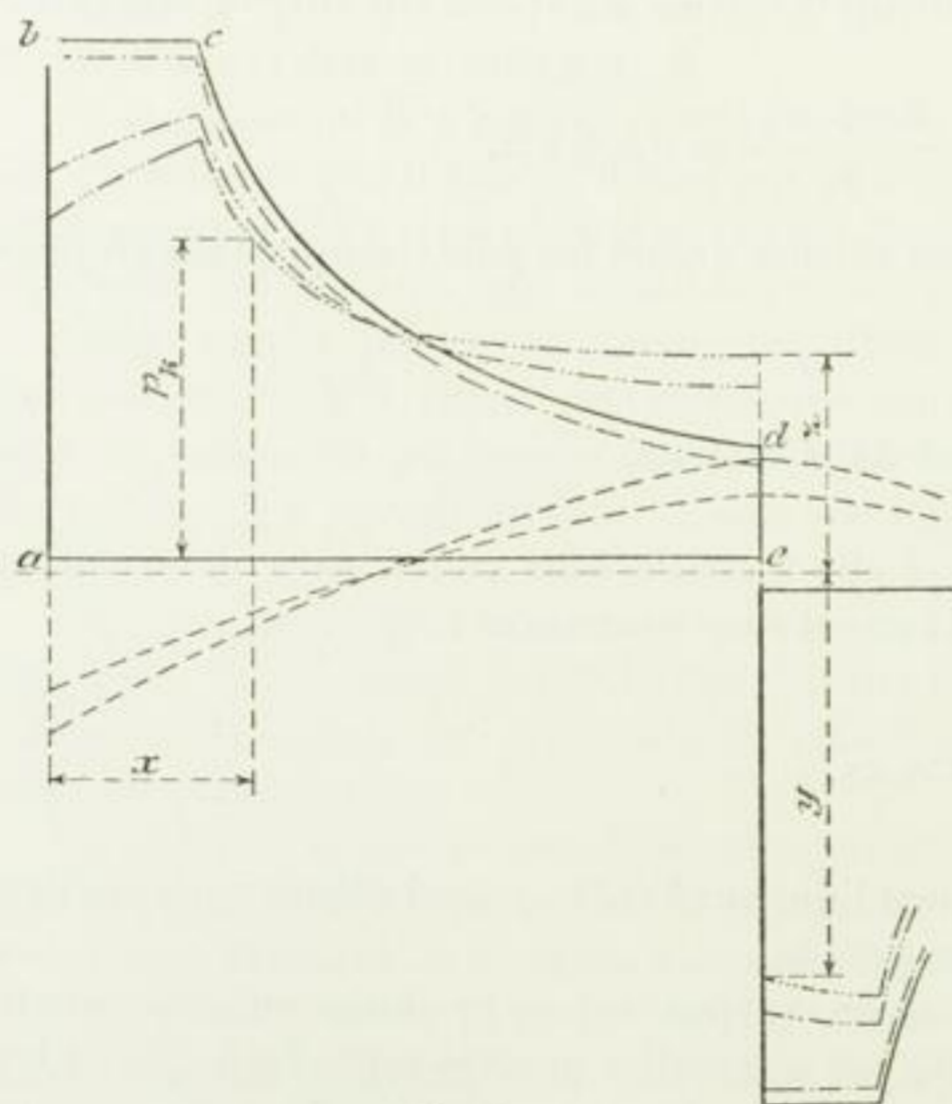


Fig. 411.

dans l'instant qui suit immédiatement :

$$S = -Fy$$

car, d'après la figure 411, au point mort pk , on saute subitement de la valeur ε , en passant par zéro, à $-y$ et $\cos \psi$, au point mort, doit être posé égal 1.

Aussitôt que la pression cesse d'agir le raccourcissement λ disparaît, c'est-à-dire que la force du piston, agissant maintenant par traction, parcourt d'abord le trajet λ dans la nouvelle direction (de droite à gauche), sans avoir à vaincre alors aucune résistance résultant d'un travail ; au contraire, la réaction élastique de la tige restitue encore du travail mécanique. Jusqu'à ce que ce trajet λ ait été parcouru, le contact entre la coquille interne du coussinet de tête de bielle et le tourillon de manivelle, qu'il faut d'abord considérer, reste bien maintenu ; mais dans l'intervalle la manivelle s'est écartée de son point mort d'un angle si petit qu'il soit et est arrivée, par exemple, en o , fig. 410, pendant ce temps le tourillon de manivelle doit encore agir, en appuyant sur la coquille interne de la bielle, pour accélérer, de droite à gauche, le mouvement de cette bielle. La manivelle a donc dépassé le point mort avant que le tourillon et la coquille *intérieure* du coussinet aient cessé d'être en contact. Avant que le contact du tourillon avec la coquille *extérieure* vienne à se produire, le tourillon parcourt un nouveau trajet, correspondant par exemple à l'arc op . La tête de bielle, de son côté, doit parcourir non seulement cet arc, mais encore l'espace vide m , pendant que le tourillon de crosse, pour arriver au contact de la coquille externe de son coussinet et pouvoir, en somme, agir par traction sur la bielle, doit parcourir une étendue n , sans pour ainsi dire effectuer aucun travail. La force importante du piston a donc parcouru un trajet total de $\lambda + \zeta + m + n$, en accélérant seulement le mouvement de sa propre masse, avant qu'ait lieu la rencontre de la bielle et du tourillon de manivelle. Il est évident que, dans ces conditions, la rencontre doit s'opérer avec un choc violent. Il se produit aussi un choc semblable sur le tourillon de crosse au moment de sa rencontre avec la coquille externe de son coussinet.

Si l'on veut éviter le choc, il ne suffit pas de supprimer le jeu, c'est-à-dire de rendre m et n égaux à zéro, puisqu'il reste toujours l'étendue du parcours $\lambda + \zeta$; mais il est encore plus nécessaire de *prévenir la soudaineté du changement de pression* (de $+Fz$ à $-Fy$, fig. 411) et d'*opérer ce changement avant le point mort, ce que l'on peut faire en produisant une compression de la vapeur en avant du piston*. Cette compression, comme l'indiquent la figure 406 et encore mieux la figure 408, substituée à la perpendiculaire suivant laquelle la ligne pk traverse l'axe des abscisses, aux points morts (fig. 411), une ligne oblique coupant ce même axe¹, un peu avant le point mort (au point m_2 sur la figure 408), ce qui correspond à une disparition graduelle de la compression λ , ainsi qu'à un appui graduel de la coquille extérieure du coussinet de tête de bielle sur le tourillon de manivelle, jusqu'à l'arrivée au point mort, de façon qu'au commencement de la nouvelle course, et par conséquent au moment où de nouvelle vapeur commence à produire du travail, la somme $\lambda + \zeta$ est égale, ou du moins à peu près égale à zéro ; on arrive ainsi à éviter le choc quand les pièces n'ont pas de jeu².

¹ Pour bien juger de la rapidité avec laquelle la pression change dans ces conditions, on conseille de tracer une courbe avec les valeurs de pk comme ordonnées sur des abscisses proportionnelles aux *temps* correspondants. Comme le tourillon de manivelle se meut avec une vitesse à peu près uniforme, il suffit d'adopter pour abscisses les trajets correspondants de ce tourillon. Dans le cas dont nous nous occupons et auquel la figure 408 correspond approximativement, on trouve que l'angle sous lequel la ligne des valeurs pk coupe l'axe des abscisses diffère beaucoup plus de 90° que l'indique la figure 408 ; les trajets de piston, formés sur cette figure par les abscisses croissant précisément vers la fin de la course, dans une mesure qui diminue constamment et, avec le temps, finit par aboutir à zéro.

² L'épaisseur de la couche d'huile nécessaire entre le tourillon et les coquilles de ses coussinets ne

A la rigueur, il aurait fallu tenir compte, dans l'étude précédente de la production d'un choc sur le *tourillon de manivelle*, non seulement de la pression S déterminée pour la bielle par l'égalité 477, mais aussi des forces latérales résultant du propre poids de la bielle et de sa force d'inertie, ainsi que de l'influence des résistances provenant du frottement. La première de ces forces latérales atteindrait, pour une bielle de forme prismatique, la moitié du poids de cette bielle ; mais une partie plus grande de ce poids pèse ordinairement sur le tourillon de manivelle avec les formes qu'il est généralement d'usage d'employer à présent dans la pratique. La seconde force latérale est variable avec l'angle de rotation φ de la manivelle. Si l'on veut procéder avec exactitude on doit tracer, pour les diverses positions de la manivelle, la courbe mentionnée page 548 et représentée figure 401, qui remplace les droites $K G$ des figures 399 et 400, il faut ensuite trouver, au moyen de $\omega^2 r \frac{x}{l} - \frac{87}{g} \sin \varphi$, chacune des forces de masses applicables aux divers éléments de masse. On doit alors suivre la résultante des deux forces latérales et de S pour établir s'il se produit un changement subit de pression entre le tourillon de manivelle et la tête de bielle qui l'entoure, et en quel endroit ce changement se produit.

Pour des nombres de tours peu considérables ou moyens, l'action de ces deux forces latérales sur la résultante est minime ; si, au contraire, le nombre de tours est grand l'influence de la force latérale provenant de la puissance d'inertie de la bielle se fait sentir, dans le sens suivant lequel se produit le changement graduel de pression, particulièrement quand il a lieu pour de grandes valeurs de φ .

Pour les *tourillons de crosse*, qui n'ont à supporter qu'une faible partie de la force d'inertie de la bielle, cette influence est, conformément à ce qui précède, réduite proportionnellement.

Quant aux chocs susceptibles de se produire sur *l'arbre à manivelle dans le palier principal*, la charge verticale importante à laquelle le volant donne lieu, dans ce cas, agit de telle façon que la résultante de la force exercée par le tourillon de manivelle sur le coussinet, et de la charge verticale mentionnée ci-dessus change la plupart du temps assez progressivement de valeur et de sens ; aussi les chocs se *produisent-ils* beaucoup moins facilement sur les machines horizontales en bon état. Les conditions sont certainement moins favorables avec les machines *verticales* ; il faut donc que la charge exercée sur le palier par les poids placés sur l'arbre assure le contact durable de celui-ci avec la coquille inférieure du coussinet.

Il n'y a lieu de s'attendre à des *chocs* sur les *surfaces glissantes de la crosse* que si cette dernière passe rapidement d'un guide à un autre ; quand le sens de la pression sur la glissière change graduellement et quand il n'existe pas de jeu entre les pièces il ne se produit pas de chocs de cette manière.

constitue pas un espace vide ou un jeu, tant qu'il se produit une action constante des forces à transmettre et que ces forces ne dépassent pas la mesure admissible ; cette couche se comporte plutôt comme un coussin. La transmission s'opère par l'intermédiaire de la couche liquide. Sans doute celle-ci devient d'autant plus mince que le nombre d'atmosphères, correspondant à la pression des tourillons, s'élève davantage ; mais si l'on choisit convenablement la matière lubrifiante elle résiste, sans être expulsée, à la pression d'un nombre très considérable d'atmosphères (voir p. 351 et suivantes les expériences de *Tower*, ce qui est dit pages 358 et 359, sous-titre *b*, ainsi que, p. 365, pour les charges admissibles indiquées pour les tourillons, d'après les résultats de l'expérience, et mentionnées sous la désignation de « valeurs spéciales pour k »).

Plus la pression sous laquelle travaille le coussinet est petite, plus la couche d'huile qui transmet cette pression peut — jusqu'à une certaine limite — avoir d'épaisseur, c'est-à-dire plus on peut admettre de différence entre le diamètre du tourillon et celui de l'alésage du coussinet. De ce qui a été dit pages 357 et suivantes résulte que la nature de la matière lubrifiante influe sur cette différence admissible.

Sur les machines horizontales tournant à droite, comme par exemple celles des figures 392 et 405, — la manivelle tourne, en partant de sa position interne, de bas en haut — la pression sur le guide ne change que vers l'extrémité de la course, mais elle y est faible à cause de la petitesse de l'angle ψ et est, par suite, annulée par le poids de la crosse et de la partie correspondante de la bielle, de façon que si la force d'inertie de cette dernière agit faiblement sur le tourillon de crosse, il ne se produit pas de changement de coulisse. Si, par contre, une machine de ce genre tourne à gauche, la pression sur le guide, résultant de l'effort normal de la bielle, est dirigée de bas en haut. Mais comme, ordinairement, les poids des pièces qui chargent la crosse et auxquels il faut ajouter, en vue de nos calculs techniques, une partie du poids de la bielle, agissent de haut en bas, il se produit inévitablement des changements de coulisse. C'est ce qui arrive, par exemple, sur les machines

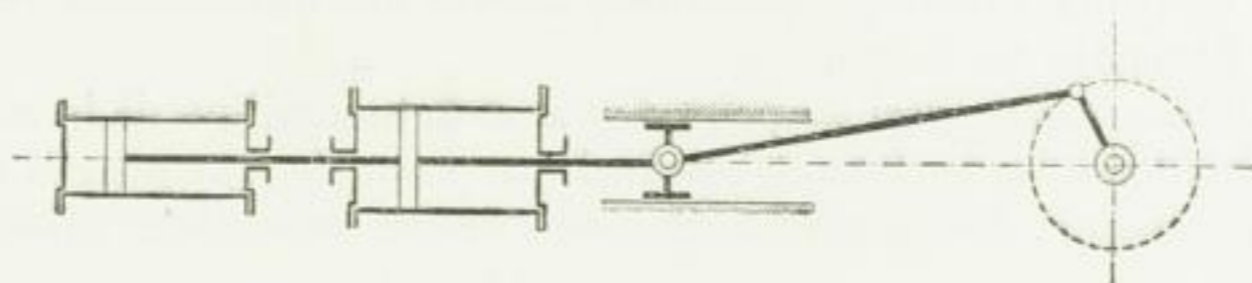


Fig. 412.

soufflantes et les pompes commandées directement, fig. 412, même quand elles tournent à droite. La résistance provenant du travail agit alors sur la tige du piston et, dans le cas d'une pompe, comme nous le supposons, avec une valeur à peu près égale et correspondant à la distance de la ligne de résistance, tracée figure 413, à l'axe des abscisses¹. Comme on peut le voir, la force exercée sur la crosse (ligne des valeurs p_q , formule 472) change de sens vers le milieu de la course. Si le changement se fait assez lentement, il ne se produit pas de choc ni sur le tourillon ni sur les surfaces glissantes du guide rectiligne. Ces conditions, il est vrai, exigent un soin spécial non seulement dans la combinaison et l'exécution de la machine ; mais aussi pendant le fonctionnement de cette dernière, si l'on doit compter sur une marche satisfaisante. L'expérience acquise avec des machines du genre indiqué ci-dessus montre que cette bonne marche est réalisable malgré le changement de sens de l'effort au milieu de la course².

Avec les machines verticales il faut s'attendre à un changement de voie de glissement pour chaque inversion de la pression sur les glissières résultant de ce que la bielle transmet et fournit alternativement de la force.

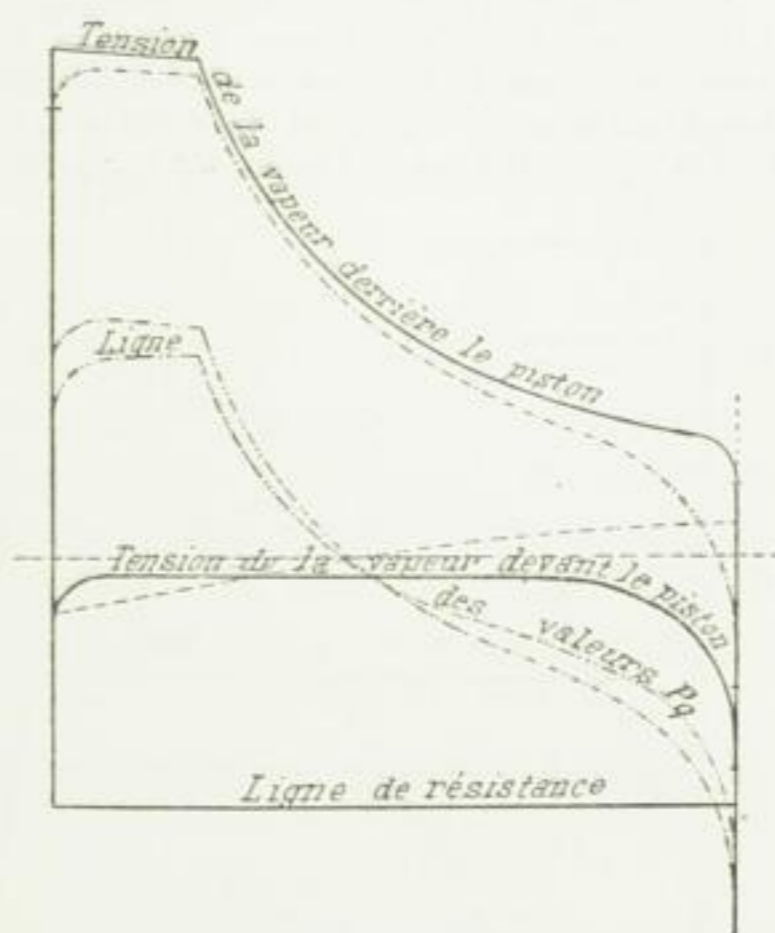


Fig. 413.

¹ Pour le tracé de cette représentation on doit généralement procéder en déterminant la ligne des pressions effectives, pour le cylindre de la machine soufflante ou celui de la pompe (d'après des diagrammes à l'indicateur relevés ou dessinés), on reporte ensuite les ordonnées de cette ligne en les multipliant par le rapport entre la section utile du piston et les pressions de vapeur sur ce piston, et on les rend directement comparables aux ordonnées de la pression effective de la vapeur en les multipliant par la valeur réciproque du degré d'efficacité de la machine (c'est-à-dire par les quotients : travail indiqué divisé par travail utile). L'étendue de la surface des deux diagrammes (pour le travail produit et la résistance) doit avoir la même valeur ; au cas contraire il faut procéder à une vérification.

² Il résulte donc aussi de là, que des circonstances comme celle indiquée figure 414 — la pression effective de la vapeur, disponible au commencement de la course, ne suffit pas pour accélérer dans la

b. *Déformations, vibrations, oscillations de l'ensemble de la machine.*

Les vibrations et autres oscillations nuisibles à la tranquillité de marche peuvent aussi provenir de ce que des parties d'une machine, telles par exemple que la bielle, peuvent en raison de leurs mouvements propres, donner naissance à des forces de masses (voir p. 546 et suivantes) ou se déformer continuellement sous l'influence de forces extérieures, même lorsque ces parties sont parfaitement élastiques et se comportent par conséquent comme des ressorts. Moins les forces à considérer ici — pour parler tout à fait en général — sont grandes, ou plus leurs variations sont graduées, moins elles nuisent à la tranquillité de la marche, toutes les autres conditions restant égales. De là résulte, pour le constructeur, le devoir de veiller autant que possible à obtenir une transmission régulière et une transformation graduelle des forces.

On doit enfin considérer aussi, au point de vue de la tranquillité de la marche, la bonne assise de l'ensemble de la machine. C'est ainsi, par exemple, que pour la machine figure 405, p. 550, l'accélération, dans le sens de gauche à droite, des masses animées d'un mou-

mesure nécessaire le mouvement des masses du piston, etc. — ne doivent pas aboutir nécessairement à un choc. Il en est de même dans les circonstances correspondant à la figure 415 : la tension de la vapeur derrière le piston s'abaisse assez rapidement, par suite de la brièveté de l'admission, pour que la valeur positive de p_k positive au début devienne ensuite rapidement négative et donne deux fois lieu, pour cette raison, à un changement de sens de la pression.

On comprend qu'il faut éviter autant que possible les conditions de ce genre. On y arrive, dans le cas de la figure 414, en ayant soin d'avoir au début de la course une pression effective de vapeur p_u aussi élevée que possible (vapeur à pleine pression derrière le piston, tension aussi réduite que possible devant lui) et en construisant avec toute la légèreté possible les masses animées d'un mouvement de va-et-vient ; pour des poids donnés $K_1 + K_2$ des masses dont le mouvement doit être accéléré, la condition

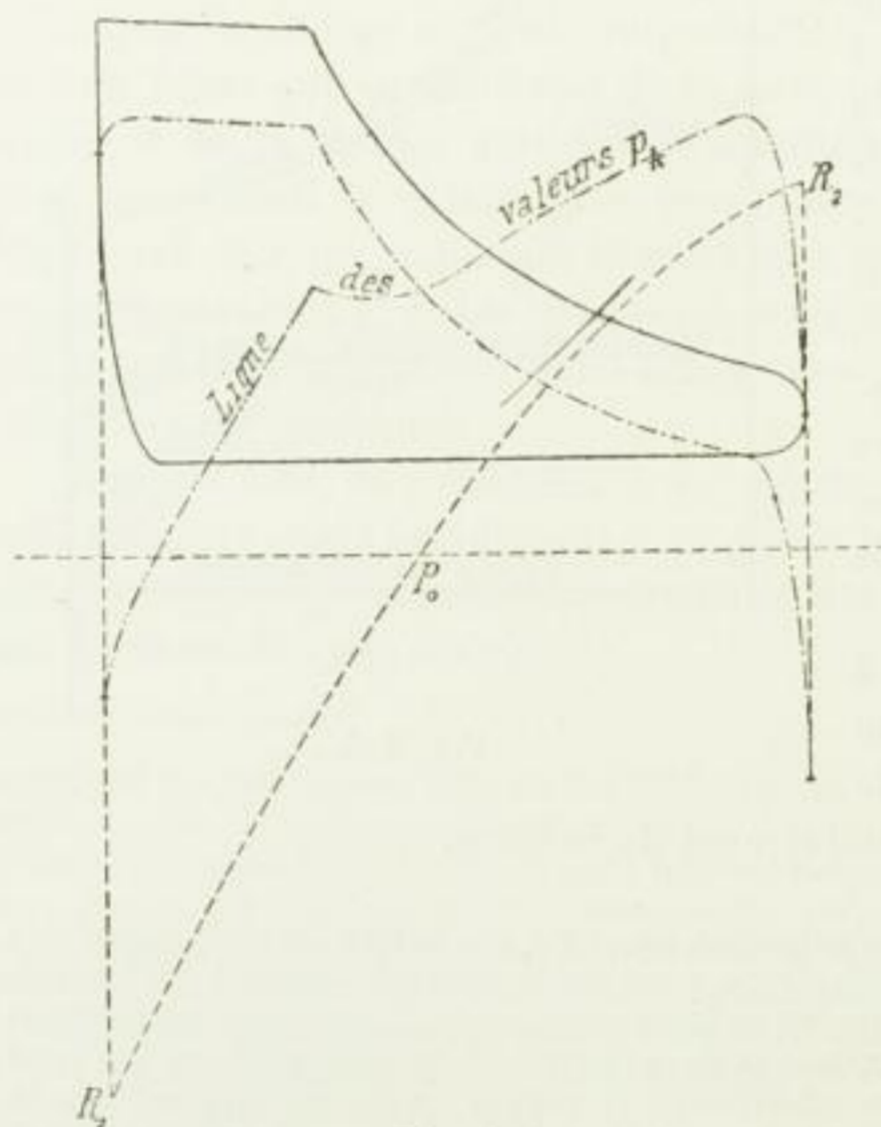


Fig. 414.

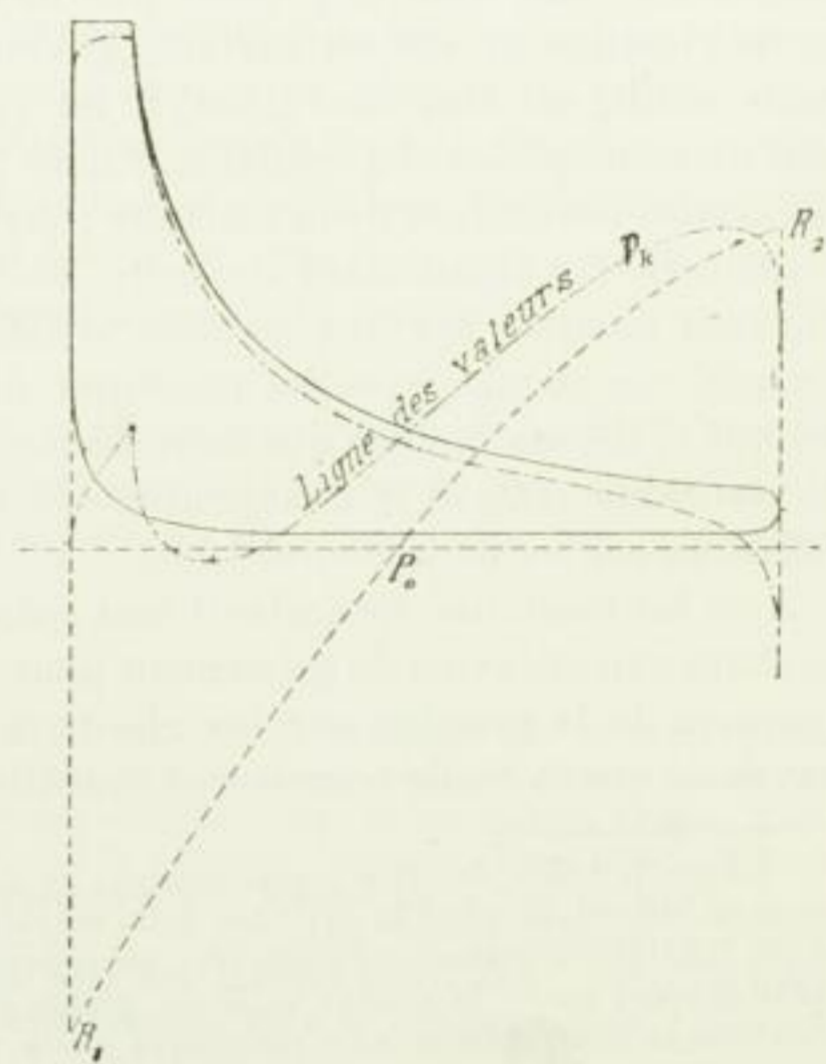


Fig. 415.

de $p_k = p_u - p_2 > 0$ (voir formule 474, p. 551) impose une limite supérieure à la vitesse, c'est-à-dire au nombre de tours de la machine.

vement de va-et-vient, a pour conséquence une tendance de toute la machine à se mouvoir de droite à gauche, avec une force égale au produit de la grandeur de ces masses par l'accélération. Vers le milieu de la course, l'accélération se transforme en ralentissement (voir fig. 397, p. 544 ou fig. 406, p. 551) et devient par conséquent négative ; en même temps la force qui tend à déplacer toute la machine change de signe. Si l'on posait la machine tout entière sur un chariot, celui-ci se déplacerait de droite à gauche pendant la première partie de la course, de gauche à droite pendant la seconde, et ainsi de suite. Si la machine était suspendue à des cordes, elle oscillerait comme un pendule, d'abord vers la gauche, puis vers la droite, et ainsi de suite. En établissant la machine sur une base fixe nous empêchons ce mouvement ; mais alors la base et l'assemblage qui la relie à la machine ont à résister dans le sens *horizontal*, d'après la formule 467, à la force continuellement variable :

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi\right) (K_1 + K_2) \quad (481)^1$$

Cette force commence la marche en avant à $\varphi = 0$ avec son maximum de valeur :

$$F_{max} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right) (K_1 + K_2) \quad (482)^1$$

elle passe à zéro pour $\varphi = 79^\circ 16'$ et termine la marche en avant avec :

$$- \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right) (K_1 + K_2)^1$$

Par exemple, le maximum de cette force atteint pour :

$$r = 400 \text{ mm}, n = 90, \frac{r}{l} = \frac{1}{5}, K_1 + K_2 = 400 \text{ kg},$$

$$K_{max} = \left(\frac{90}{30}\right)^2 \cdot 0,4 \left(1 + \frac{1}{5}\right) 400 = 1728 \text{ kg}.$$

On est souvent conduit, dans le but d'obtenir une marche tranquille des machines locomotives, locomobiles, pompes à vapeur pour incendies, moteurs à marche rapide, machines de bateaux, etc.) à compenser ou équilibrer plus ou moins complètement les effets des forces résultant de l'accélération des masses, en disposant d'autres masses ou en alternant convenablement les manivelles². On procède à cet effet de différentes manières, suivant le

¹ A cette force s'ajoute, à la rigueur, l'effort latéral résultant de la force centrifuge de la manivelle. Si K_3 désigne le poids de la manivelle et du tourillon, reporté sur le tourillon, c'est-à-dire à la distance r , on a :

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi\right) (K_1 + K_2) + \left(\frac{n}{30}\right)^2 r K_3 \cos \varphi,$$

$$F_{max} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r \left[\left(1 + \frac{r}{l}\right) (K_1 + K_2) + K_3 \right].$$

On peut conserver les égalités ci-dessus avec une exactitude suffisante si, à la somme $K_1 + K_2$, on ajoute le poids K_3 dans le calcul.

² On doit, par exemple, s'efforcer d'obtenir une compensation aussi complète que possible pour les pompes à vapeur d'incendie, montées sur un bâti très léger et même flexible. Au sujet des solutions de ce problème, voir le mémoire de l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1880, p. 113 et suivantes, ou son travail : *Die Konstruktion der Feuerspritzen* (La construction des pompes à incendie), Stuttgart, 1883, p. 124 et suivantes. Voir aussi les brevets allemands n° 3897 et 8063. Le dernier type de construction montre aussi, en particulier, combien est erronée l'assertion publiée dans les ouvrages

T +

genre de construction, le but de la machine, etc. Les détails à cet égard ressortent, en conséquence, des ouvrages qui traitent des machines en question.

B. MANIVELLES, EXCENTRIQUES.

1. Manivelles.

Les *manivelles* sont des leviers assemblés avec les arbres ou ne formant qu'une seule pièce avec eux. Elles servent ordinairement à faire passer le travail mécanique de pièces animées d'un mouvement de va-et-vient à des pièces tournantes, ou bien à transmettre le travail de ces dernières aux premières. Les parties principales qui constituent une manivelle sont le *tourillon de manivelle*, c'est-à-dire l'élément auquel se joignent les masses animées d'un mouvement alternatif, et le *corps de manivelle* avec le *moyeu* qui permet de fixer la manivelle à l'arbre.

Si la manivelle est placée à l'extrémité d'un arbre on la désigne sous le nom de *manivelle en bout* (fig. 151 et 152, pl. 16 ; fig. 275 et 278, pl. 38, fig. 282, pl. 39). Si la manivelle en bout porte, sur un tourillon, une seconde *manivelle*, celle-ci s'appelle *contre-manivelle*, fig. 280, pl. 38. Si la manivelle ne se trouve pas à l'extrémité de l'arbre on appelle celui-ci *axe à manivelle* ou *arbre coudé*, il est à *un seul coude* quand il ne porte qu'une manivelle, fig. 153, pl. 16, et à *plusieurs coudes* quand il a plusieurs manivelles. C'est ainsi que les figures 158 et 159, pl. 17 montrent deux arbres à double coude, pour machines à vapeur à deux cylindres, avec des manivelles espacées de 90 et 180° ; la figure 160, pl. 17, montre un arbre à trois coudes, pour machine à trois cylindres, avec des manivelles espacées de 120°¹ ; enfin, la figure 281, pl. 38, représente un arbre à trois coudes, avec deux manivelles en bouts (ces dernières font mouvoir deux tiroirs de distribution), semblable à ceux que l'auteur a exécutés pour des pompes à incendie à vapeur.

Au sujet du calcul du tourillon de manivelle, on trouvera les explications nécessaires au chapitre « tourillons », p. 362 et suivantes.

Pour que l'on puisse vérifier l'exactitude du montage il est nécessaire que l'on ait la

techniques et généralement admises que les masses animées d'un mouvement de va-et-vient ne peuvent se compenser au moyen de masses animées d'un mouvement de rotation.

Voir aussi le mémoire de L. Gebhard dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1880, p. 589 et suivantes.

Dans ces derniers temps, le problème dont nous nous occupons a été résolu avec succès, pour les machines à vapeur de bateaux, au moyen de quatre cylindres et plus (Schlick, brevet allemand n° 80 974, du 10 novembre 1893. Voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 1090 et suivantes, 1898 p. 1053 et suivantes.

¹ La figure 159 représente l'arbre de la machine à deux cylindres installée à l'exposition électrotechnique de Francfort-sur-Mein par la *Maschinenfabrik Buckau, Société anonyme de Magdebourg*. L'espacement des manivelles à 180° a pour but de compenser les forces de masses. L'arbre à manivelles se distingue en ce qu'il repose sur deux paliers, ce qui permet de déterminer facilement la pression sur les coussinets, les diamètres de cylindres atteignent 625 mm et 950 mm, pour une course de 700 mm, nombre de tours 125 à 130, la tension de la vapeur atteint 10 kg au début de la course.

La figure 160 représente l'arbre de la machine à trois cylindres exposée à Francfort par G. Kuhn, à *Stuttgart-Berg*. Diamètres des cylindres : 500, 700 et 1200 mm pour une course de 600 mm. Nombre de tours 80 à 120. La tension atteint 12 kg au début de la course. On trouve des détails plus complets sur ces deux machines, dans le rapport publié sur l'exposition par Striebeck, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 1435 et suivantes.

possibilité de placer le niveau sur les tourillons parallèlement à l'axe de l'arbre. Il faut, pour cela, que cet arbre n'ait aucun collet ou qu'il en ait deux exactement de même diamètre. Pour la même raison le tourillon sphérique doit avoir un collet de diamètre égal à celui de la sphère. La valeur relative du tourillon de forme sphérique et du tourillon cylindrique a été déjà étudiée au chapitre « tourillons ».

Pour les calculs des arbres à manivelle, il convient de se reporter au chapitre « Axes et arbres » et particulièrement aux pages 400 et suivantes ; il reste à discuter ici les dimensions du corps de manivelle et l'assemblage réciproque des parties.

En ce qui concerne ce dernier, il convient tout d'abord d'observer qu'en raison des variations qui se produisent dans la direction et la grandeur de la force, les assemblages doivent être à tension, il suffit de les exécuter avec le plus grand soin.

Les figures 275, 278, 279, 280, pl. 38, 282, pl. 39 et les figures 416 et 417, p. 564 (Fritz Müller, brevet allemand n° 60 376), représentent divers *modes de fixation du tourillon au corps de la manivelle*. Le cône du tourillon doit être bien rodé sur son siège, fortement serré au moyen d'une clavette, d'un écrou ou d'une vis, et arrêté d'une manière immuable. Si le cône du tourillon est pourvu d'une saillie (collet), comme le montrent les figures 280, 282, pl. 38 et 39, et les figures 416 et 417, il faut laisser du jeu entre la saillie et le corps de manivelle ; autrement il n'existe aucune certitude au sujet de la tension exercée par le cône sur le tourillon. Pour éviter l'alésage d'un trou *conique* et le rodage, on fixe quelquefois le tourillon de la manière suivante : Sa partie postérieure est exécutée cylindrique, mais avec un diamètre un peu plus grand que celui du trou cylindrique foré dans le corps de manivelle. La masse qui entoure ce trou est ensuite chauffée et l'on y introduit le tourillon. La contraction à laquelle le refroidissement donne lieu produit, entre les surfaces de contact, la tension nécessaire à la sécurité de l'assemblage. Pour éviter celui-ci, on peut faire le corps de manivelle et le tourillon d'une seule pièce, on opère surtout ainsi quand la distance entre l'axe de l'arbre et celui du tourillon est trop petite pour que l'on puisse établir un corps de manivelle. Dans ce cas, l'arbre, la manivelle et le tourillon ne forment le plus souvent qu'une seule pièce.

Au lieu de la clavette et de l'écrou, on emploie quelquefois une rivure pour fixer le tourillon après l'avoir rodé. Si l'on tient compte de la réparation ou du remplacement du tourillon qui peuvent devenir nécessaires, les assemblages les plus avantageux, à valeur égale sous d'autres rapports, sont ceux qui permettent l'exécution la plus facile et la plus économique de ces travaux. A ce point de vue on doit sans contredit préférer l'assemblage par cône, clavette ou écrou à ceux obtenus au moyen d'une rivure ou en introduisant le tourillon dans le moyeu chauffé. Il est vrai que la place manque souvent pour l'écrou, en supposant que l'on ne veuille pas adopter un moyeu trop court, c'est-à-dire une longueur l_1 trop petite (fig. 416).

Pour obtenir un contact *durable* entre la partie conique du tourillon, servant à fixer ce dernier, et son siège, il est nécessaire de donner à ces parties un certain minimum de longueur l_1 , fig. 416. La détermination de ce minimum par le calcul est possible, il est vrai, mais exige des suppositions dont le caractère est inhérent à un certain arbitraire. Il en est absolument de même au sujet de la dimension D (fig. 416), de la hauteur moyenne h_1 de la clavette (fig. 275, pl. 38) et du diamètre d_3 de la vis, fig. 416. Nous nous bornons, en conséquence, à donner comme suffisantes, pour des tourillons normalement chargés, les valeurs moyennes suivantes :

$$\begin{aligned}
 l_1 &= 1,5 d \text{ à } 1,75 d, \\
 h_1 &= 0,3 l_1 \text{ à } 0,4 l_1, \\
 s_1 &= 0,2 d \text{ à } 0,25 d, \\
 d_3 &= 0,5 d, \\
 \frac{d_1 - d_2}{2 l_1} &= \frac{1}{25} \text{ à } \frac{1}{15}, \\
 D &= 2 d \text{ pour des moyeux en fer ou en acier fondus,} \\
 D &= 2,5 d \text{ pour des moyeux en fonte.}
 \end{aligned}
 \tag{483}$$

Quelquefois aussi on trouve des manivelles dont le tourillon peut se déplacer dans le sens du rayon, dans le but d'obtenir une longueur variable de course. Le tourillon fait alors partie, ordinairement, d'un coulisseau guidé avec soin dans le corps de manivelle et que

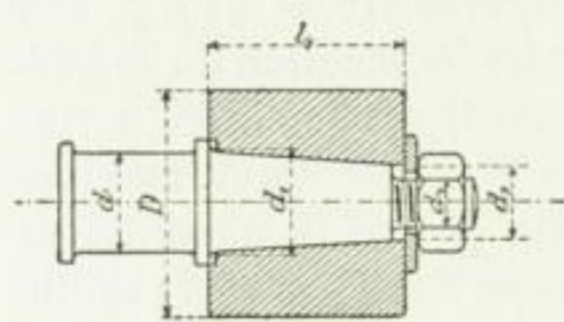


Fig. 416.

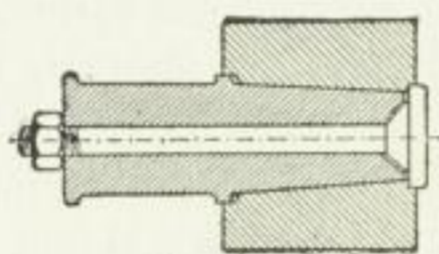


Fig. 417.

l'on peut déplacer au moyen d'une tige filetée disposée suivant le rayon. Si les circonstances permettent d'adopter un coulisseau très long, on peut réaliser un type de construction sûr moyennant que l'appareil soit consciencieusement exécuté. Il semble toutefois convenable de ne recourir

à la mobilité du tourillon que si cela est absolument nécessaire. Pour éviter cette mobilité on fait aussi des plateaux manivelles ayant, pour recevoir le tourillon, plusieurs trous situés à des distances diverses de l'axe de l'arbre.

La fixation du corps de manivelle sur l'arbre est indiquée sur les figures 275 et 280, pl. 38 ; 282, pl. 39 et suivantes. Comme nous l'avons déjà remarqué l'assemblage doit présenter toute sécurité. La meilleure manière de réaliser cette condition consiste à monter la manivelle à chaud. L'alésage doit alors être, à froid, plus petit que le diamètre de l'arbre, d'environ 0,00125 pour les manivelles en fonte ; pour les manivelles forgées, en acier, en fer fondu ou soudant la différence de diamètre doit être d'à peu près 0,005. Il en est de même pour les manivelles en acier tenace de moulage.

On arrive aussi à obtenir un assemblage sur lequel on peut compter, en pratique, en montant, à la presse hydraulique, la manivelle sur le bout d'arbre (qui, dans ce cas, est tourné un peu conique, à peu près dans la proportion de 1 : 100).

Pour que la position de la manivelle sur son arbre ne puisse varier on prend D_2 , fig. 282, pl. 39, de quelques millimètres plus petit que le diamètre D_1 . Pour la même raison, le corps de manivelle reçoit, s'il est en fonte, une saillie $a a$ destinée à être dressée sur le tour et dont la hauteur atteint environ 5 mm.

Il est avantageux de prendre pour longueur de moyeu des manivelles posées à chaud ou montées avec soin à la presse hydraulique (fig. 282, pl. 39).

$$l_2 \geq D_2 \tag{484}$$

Toutefois on trouve aussi, et assez fréquemment, des dimensions plus courtes, surtout lorsqu'il s'agit de gros arbres et par conséquent d'une grande valeur de D_2 . Plus on abaisse la valeur de l_2 , tout en se conformant à la prescription énoncée dans la formule 484, plus on augmente la probabilité d'un desserrage du moyeu en service. L'auteur connaît des cas dans lesquels des manivelles fonctionnent en toute sécurité avec $l_2 = 0,7 D_2$; mais il en connaît aussi d'autres dans lesquels cette réduction de longueur a donné lieu à des difficultés. A cet égard la nature du service — suivant que les forces agissent plus progressive-

ment, ou changent de sens avec violence, — exerce naturellement aussi une certaine influence, ainsi que la bonne exécution de l'assemblage. Les ateliers dans lesquels l'ajustage est parfait peuvent réduire l_2 beaucoup plus que d'autres.

Si la manivelle est calée à froid, de la manière usitée pour les roues (voir ces dernières), il ne faut pas trop raccourcir l_2 parce que le clavetage détruit d'autant plus le parallélisme entre l'arbre et le tourillon que le moyeu est plus court. On peut considérer dans ce cas $l_2 = 1,25 D_2$ comme extrême limite inférieure.

Une circonstance, qui s'oppose à ce que l'on donne le plus de longueur possible au moyeu, est le moment fléchissant qui, s'exerçant sur l'arbre à manivelle, a pour effet de le déformer (par flexion) d'autant plus fortement que l'on a adopté un moyeu plus long. En outre, la fatigue de la matière est seulement proportionnelle à la première puissance du bras de levier de la force fléchissante, lequel dépend de la longueur du moyeu, tandis que la grandeur du fléchissement croît avec la troisième puissance du bras de levier (formule 20, p. 12). Avec les désignations de la figure 152, pl. 16, le bras de levier à considérer atteint pour la place du coussinet, $y + l_3 + 0,5 l_1$. Or, pour obtenir un moyeu aussi long que possible tout en conservant l'étendue $y + l_3$, on lui donne un surcroît de hauteur $y - x$, fig. 152, pl. 16 (sur la fig. 275, pl. 38, cette saillie égale 15 mm). En outre la distance x doit être au moins assez grande pour permettre à la bielle d'osciller au-dessus de la saillie du bras de manivelle avec un jeu de 5 à 10 mm (voir, à ce sujet, la fig. 322, pl. 48).

L'épaisseur du moyeu d'une manivelle en acier, en fer fondu ou en fer soudant, fixée à chaud sur un arbre forgé peut être considérée comme ordinaire avec :

$$0,25 (D_r + 0,5 D_2) + 10 \text{ mm} \text{ à } 0,3 (D_r + 0,5 D_2) + 10 \text{ mm}, \quad (485)$$

dans ces formules D_r désigne le diamètre que l'on obtiendrait pour l'arbre, en supposant que l'on tienne seulement compte du moment de torsion, en posant, par conséquent, $M_f = 0$. Ordinairement D_r ne diffère que peu de D_2 dans ce cas, de façon que l'on peut prendre en moyenne, pour l'épaisseur de paroi,

$$0,4 D_2 + 10 \text{ mm}.$$

Quand le travail est sujet à de fortes variations et surtout à des chocs, il est bon d'adopter une épaisseur plus grande. Dans ce cas aussi, il convient de fixer la manivelle au moyen de clavettes tangentielles (voir p. 242).

Les manivelles en fonte qui doivent être posées à chaud reçoivent une épaisseur de paroi de 30 à 50 % plus grande.

On peut déterminer les manivelles posées à froid d'après la formule 246, p. 240, dans laquelle d_0 doit être remplacé par D_r et d par D_2 .

Il est de règle, et cela est préférable, de ne plus faire en fonte les manivelles qui ont à transmettre des forces importantes. Les types de construction tels que celui représenté figure 282, pl. 39 doivent être considérés actuellement comme des exceptions. Si l'on substitue les plateaux manivelles aux manivelles proprement dites, la fonte peut, fréquemment encore, trouver son emploi.

Le meilleur aperçu que l'on puisse avoir de la *fatigue d'un bras de manivelle* et de la *manière de calculer ce bras*, est fourni par l'étude d'une manivelle donnée, travaillant dans des conditions déterminées. Proposons-nous, d'après cela, de trouver pour le bras de la manivelle, représentée figure 275, pl. 38, d'un moteur à vapeur les efforts sur les deux sections [1 1] et [2 2].

Section [1 1].

Dans la position de manivelle indiquée figure 418, et que nous concevrons tout d'abord comme tout à fait quelconque, la pression P sur le tourillon fournit, si on la décompose dans la direction de la tangente et celle du rayon : la force tangentielle T et la force radiale R . D'après cela on obtient, pour la section de bras [1 1], située à la distance z de l'axe du tourillon (en reportant T et R au centre de gravité O de la section, voir figures 275 et 276, pl. 38, la dernière de ces figures représente la section [1 1], les efforts suivants dérivés de R :

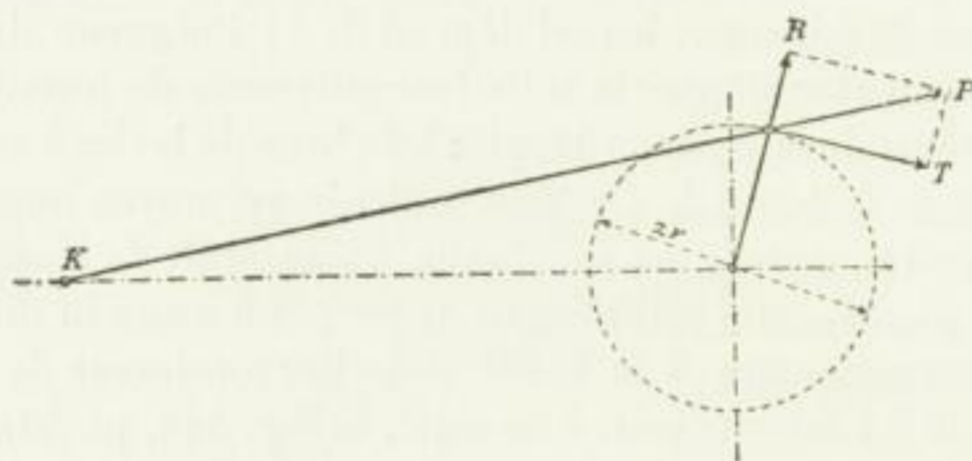


Fig. 418.

- la force R dirigée perpendiculairement à la section et qui, dans le cas actuel, agit par traction,
- le moment fléchissant Ry , avec x comme axe de section, de T résultent :
- l'effort de cisaillement T ,
- le moment fléchissant Tz , avec y comme axe de flexion,
- le moment de torsion Ty ¹.

Dans la position de la manivelle dessinée figure 418, on a en nombre ronds, pour 1000 kg de pression sur le tourillon :

$$R = 440 \text{ kg}, \quad T = 900 \text{ kg},$$

ces nombres permettent d'exécuter immédiatement le calcul.

L'effort de traction $R = 440$ kg fournit, pour tous les points de la section, la tension normale :

$$\tau_0 = \frac{440}{5,4 \cdot 18} = 4,53 \text{ kg.}$$

Le moment fléchissant $Ry = 440 \left(5,3 + \frac{5,4}{2} \right) = 440 \cdot 8$ kg · cm, avec x comme axe de flexion donne le maximum de tension à la traction par les points de la ligne limite C A C, avec une valeur de :

$$\tau_1 = \frac{440 \cdot 8}{\frac{1}{6} 18 \cdot 5,4^2} = 40,23 \text{ kg.}$$

¹ L'auteur a exposé cette relation pour la première fois dans une lettre à l'Engineering, London (1873, 7 novembre, p. 373), au sujet d'un jugement désobligeant, publié par cette revue, sur les ingénieurs du continent. L'exposé en question se trouve aussi, depuis lors, dans les ouvrages techniques anglais.

La ligne $B_1 B B_1$, fig. 276, pl. 38, représente la répartition de la tension, de façon que $\overline{CB_1} = \tau_1 = 40,23$ kg, et que les tensions situées au-dessous de l'axe xx agissent par traction, tandis que celles situées au-dessus agissent par pression.

Si R était dirigé vers l'intérieur, dans le sens du rayon, et était, par conséquent, un effort de pression, les signes de τ_0 et de τ_1 seraient renversés.

Le moment fléchissant $Tz = 900 \left(32 - \frac{23}{2} \right) = 900 \cdot 20,5$ kg · cm, avec yy comme axe de flexion, fournit le maximum de valeur de la tension à la traction :

$$\tau_2 = \frac{900 \cdot 20,5}{\frac{1}{6} \cdot 5,4 \cdot 18^2} = 63,27 \text{ kg}$$

pour les points de la ligne limite $CB C$ de la section. La ligne $C_1 A C_1$ représente la répartition correspondante de la tension sur cette dernière avec :

$$C C_1 = \tau_2 = 63,27 \text{ kg.}$$

Si l'on tire $\overline{C_1 C_2} = \tau_1 = \overline{CB_1}$, et $\overline{C_2 C_3} = \tau_0$, et par conséquent $\overline{C C_3} = 63,27 + 40,23 + 4,53 = 108,03$ kg, ainsi que $C_2 D C_2 \parallel C_1 A C_1$ et $C_3 E C_3 \parallel C_1 A C_1$, on obtient en $C_2 E C_2$ la ligne des tensions normales résultantes = courbe des $\Sigma \tau$ pour les éléments de section situés sur la ligne limite $C A C$ ¹.

La force de cisaillement $T = 900$ kg fournit, conformément à la formule 47, p. 18, la courbe de tension $C A_1 C$. Sur les points de la ligne yy et par conséquent aussi au milieu A du côté, réside le maximum de tension au cisaillement déterminé par la formule 48,

$$\max(\theta_c) = 1,5 \frac{900}{5,4 \cdot 18} = 13,89 \text{ kg} = \overline{A A_1};$$

à partir de ce point la tension au cisaillement diminue jusqu'à zéro, d'après la loi de la parabole ordinaire²,

Le moment de torsion $Ty = 900 \cdot 8$ kg · cm donne naissance à des tensions au cisaillement, que l'on peut calculer au moyen de la formule 68, p. 22. Pour les points du long

¹ La droite $C_2 D C_2$ qui représente la ligne des tensions normales résultantes provenant des deux moments fléchissants Ry et Tz , coupe $C A C$ au point F . La tension normale, abstraction faite de τ_0 est donc ici égale à zéro. Comme le milieu O est un second point de la section, pour lequel il en est de même, la ligne de jonction OF détermine l'axe neutre résultant pour les deux moments Ry et Tz . On obtient ainsi, en observant ce qui a été dit page 16, art. b, un moyen commode de vérifier l'exactitude du calcul. Si \overline{OG} représente en grandeur et en direction l'axe de couple correspondant au couple de forces Tz , et \overline{OH} l'axe de couple correspondant au couple de forces Ry , \overline{OJ} est l'axe de couple résultant et par suite :

$$\text{tg} \angle GOJ = \frac{\overline{OH}}{\overline{OG}} = \frac{440,8}{900 \cdot 20,5} = \text{tg} \beta;$$

conséquemment, d'après la formule 39, p. 16 :

$$\text{tg} \varphi = \frac{\frac{1}{12} \cdot 5,4 \cdot 18^2}{\frac{1}{12} \cdot 18 \cdot 5,4^2} \cdot \frac{440 \cdot 8}{900 \cdot 20,5} = 2,12,$$

valeur à laquelle doit correspondre la direction OF , ce qui est aussi le cas.

² Pour plus de détails à cet égard, voir *Elasticität und Festigkeit*, § 38.

440,8

12

côté C A C du rectangle de la section, se trouve comme courbe de tension la parabole C A₂ C, avec un sommet A₂¹ déterminé au moyen de la formule :

$$\max (\theta_r) = \frac{9}{2} \frac{900 \cdot 8}{5,4^2 \cdot 18} = 61,73 \text{ kg} = \overline{A A_2}.$$

b A₂ b

En additionnant les ordonnées correspondantes des courbes C A₁ C et C A₂ C, on obtient la ligne C A₃ C des tensions au cisaillement résultantes = courbe des $\Sigma \theta$ pour les éléments de section situés dans la ligne limite C A C.

Les tensions au cisaillement aux points de section de la ligne limite C B C sont représentées par les ordonnées de la parabole C B₂ C, dont le sommet B₂ semble déterminé par la seconde des formules 68. Cette formule fournit avec les désignations $y = 0$ et $z = \frac{h}{2}$ qui y sont employées :

$$\max (\theta_t) = 2 \max (\theta_r) \frac{b}{h^2} \frac{h}{2} = \max (\theta_r) \frac{b}{h} = 61,73 \frac{5,4}{18} = 18,52 \text{ kg} = \overline{B B_2}.$$

De là résulte la nécessité de chercher le plus grand effort de la matière sur les points du long côté du rectangle de section. En poursuivant cette tâche, établissons l'effort résultant pour les points A, a, b, c et C. Il s'obtient d'après la formule 77 (85) avec $\alpha_0 = 1$, comme suit :

Point A.

$$\Sigma \tau, \text{ résultant de R et R } y, \text{ atteint } 4,53 + 40,23 = 44,76 \text{ kg},$$

$$\Sigma \theta, \text{ résultant de T et T } y, \text{ atteint } 13,89 + 61,73 = 75,62 \text{ kg},$$

d'où l'effort résultant :

$$0,35 \cdot 44,76 + 0,65 \sqrt{44,76^2 + 4 \cdot 75,62^2} = 118,2 \text{ kg}.$$

Point a ($\overline{A a} = \frac{1}{8} h$).

$$\Sigma \tau, \text{ résultant de R, R } y \text{ et T } z, \text{ atteint } 4,53 + 40,23 + \frac{1}{4} 63,27 = 61 \text{ kg},$$

$$\Sigma \theta, \text{ résultant de T et T } y, \text{ atteint } = 70,5 \text{ kg}.$$

conséquemment :

$$0,35 \cdot 61 + 0,65 \sqrt{61^2 + 4 \cdot 70,5^2} = 121,2 \text{ kg},$$

Point b ($\overline{a b} = \frac{h}{8}$).

$$\Sigma \tau = 76,5 \text{ kg}, \Sigma \theta = 56,7 \text{ kg},$$

$$0,35 \cdot 76,5 + 0,65 \sqrt{76,5^2 + 4 \cdot 56,7^2} = 115,7 \text{ kg}.$$

Point c ($\overline{b c} = \frac{h}{8}$).

$$\Sigma \tau = 92,3 \text{ kg}, \Sigma \theta = 33 \text{ kg},$$

$$0,35 \cdot 92,3 + 0,65 \sqrt{92,3^2 + 4 \cdot 33^2} = 106,1 \text{ kg}.$$

¹ La loi de répartition de la tension se trouve traitée plus à fond dans *Elasticität und Festigkeit*, § 34, art. 2.

Point C.

$$\Sigma \tau = 4,53 + 40,23 + 63,27 = 108,03 \text{ kg}, \Sigma \theta = 0,$$

donc l'effort résultant $= \Sigma \tau = 108,03 \text{ kg}$.

En portant :

$$\overline{AA_4} = 118,2 \text{ kg}, \overline{aa_1} = 121,2 \text{ kg}, \overline{bb_1} = 115,7 \text{ kg}, \overline{cc_1} = 106,1 \text{ kg}$$

on trouve la ligne $A_4 a_1 b_1 c_1 C_3$, c'est-à-dire *la courbe des efforts résultants*. En la suivant on reconnaît que le maximum de fatigue se produit en un point situé entre A et a^1 et atteint en nombre rond 122 kg par 1000 kg de pression sur le tourillon. Comme sa valeur pour la manivelle dont nous nous occupons, dans la position indiquée, est 4500 kg, on trouve que le maximum de fatigue imposé à la matière à la section [1 1] est :

$$122 \cdot 4,5 = 549 \text{ kg}.$$

Section [2 2].

Si l'on se reporte aux figures 275 et 277, pl. 38, on trouve d'une manière tout à fait analogue à celle exposée pour la section [1 1] :

$$\tau_0 = \frac{440}{5,4 \cdot 15} = 5,4 \text{ kg} = \overline{C_2 C_2},$$

$$\tau_1 = \frac{440 \cdot 8}{\frac{1}{6} 15 \cdot 5,4^2} = 48,3 \text{ kg} = \overline{C_1 C_2},$$

$$\tau_2 = \frac{900 \cdot 8}{\frac{1}{6} 5,4 \cdot 15^2} = 35,6 \text{ kg} = \overline{C C_1},$$

$$\max(\theta_c) = 1,5 \frac{900}{5,4 \cdot 15} = 16,67 \text{ kg} = \overline{A A_1},$$

$$\max(\theta_r) = \frac{9}{2} \frac{900 \cdot 8}{5,4^2 \cdot 15} = 74,07 \text{ kg} = \overline{A A_2}.$$

Les efforts résultants atteignent :

Point A, avec $\Sigma \tau = 5,4 + 48,3 = 53,7$ et $\Sigma \theta = 16,67 + 74,07 = 90,7 \text{ kg}$,

$$0,35 \cdot 53,7 + 0,65 \sqrt{53,7^2 + 4 \cdot 90,7^2} = 141,8 \text{ kg};$$

Point à la distance $\frac{h}{16}$ de A,

$$0,35 \cdot 58,3 + 0,65 \sqrt{58,3^2 + 4 \cdot 90^2} = 143,3 \text{ kg};$$

Point a ($\overline{Aa} = \frac{h}{8}$),

$$0,35 \cdot 62,8 + 0,65 \sqrt{62,8^2 + 4 \cdot 85,1^2} = 139,9 \text{ kg};$$

¹ Il n'est pas, il est vrai, tenu compte ici de l'obstacle à la courbure de la section, dont il est traité dans *Elasticität und Festigkeit*, § 34, art. 3; mais cette manière d'opérer semble admissible, puisque l'influence de cette courbure a peu d'importance, par suite de la jonction du bras de manivelle au moyeu cylindrique.

Point b $\left(\overline{ab} = \frac{h}{8}\right)$,

$$0,35 \cdot 71,8 + 0,65 \sqrt{71,8^2 + 4 \cdot 68,1^2} = 125,2 \text{ kg};$$

Point c $\left(\overline{bc} = \frac{h}{8}\right)$,

$$0,35 \cdot 80,8 + 0,65 \sqrt{80,8^2 + 4 \cdot 39,7^2} = 101,9 \text{ kg};$$

Point C,

$$5,4 + 48,3 + 35,6 = 89,3 \text{ kg}.$$

La courbe des efforts résultants est donc ainsi établie sur la figure 277. Le trajet de cette courbe montre que l'effort maximum est presque exactement à la distance $\frac{h}{16}$ du milieu A. Il atteint 143,3 kg par 1000 kg de pression sur le tourillon et, par conséquent, pour $P = 4500 \text{ kg}$:

$$143,3 \cdot 4,5 = 645 \text{ kg}$$

au lieu de 549 kg sur la section [1 1]. La matière est donc soumise, à la section [2 2], à une fatigue notablement plus grande qu'à la section [1 1].

Si nous jetons un coup d'œil sur les valeurs données par les figures 276 et 277, nous voyons que le maximum d'effort trouvé dans les deux cas ne diffère que peu de celui obtenu pour le milieu A du grand côté de rectangle; il aurait donc suffi de déterminer seulement ce dernier effort. Si cependant le bras de levier z est relativement grand, par rapport à la section [1 1] du moyeu la plus rapprochée de l'arbre, l'effort au point C peut devenir le plus important. Il est donc bon d'établir non seulement l'effort en A mais aussi celui en C.

Dans l'hypothèse d'une manivelle en acier fondu, qui permet:

avec le mode de charge	a	b	c	(p. 38 et 39)
l'effort k_t (kf)	1200	800	400 kg	

on introduirait dans le calcul un effort admissible d'environ 600 kg, le mode de charge imposé à la matière, dans le cas ci-dessus, étant situé entre b et c . En présence de ce nombre, le maximum d'effort de 645 kg sur la section [2 2] semble encore très admissible. Les dimensions du bras de manivelle seraient donc encore bien suffisantes pour $P = 4500 \text{ kg}$.

En outre, il est assurément supposé implicitement que la position de la manivelle indiquée sur la figure 418 est celle où le bras de manivelle est soumis au plus grand effort. Si l'on ne peut admettre cette hypothèse avec quelque certitude, il ne reste qu'à trouver les efforts pour plusieurs positions de la manivelle, et cela peut devenir nécessaire, par exemple, quand la pression P sur le tourillon est particulièrement sujette à de grandes variations. Pour les manivelles qui, comparativement à la hauteur de la section, ont un faible bras de levier, il y a particulièrement lieu de porter aussi son attention sur les points morts, puisque toute la pression sur le tourillon peut, à ces endroits, s'exercer à la flexion. Pour notre exemple, l'effort serait, si cette pression tout entière atteignait 5000 kg:

$$\frac{5000 \left(5,3 + \frac{5,4}{2}\right)}{\frac{1}{6} \cdot 15 \cdot 5,4^2} + \frac{5000}{15 \cdot 5,4} = 549 + 62 = 611 \text{ kg}.$$

Il est avantageux, dans l'établissement d'un projet, de procéder en déterminant d'abord

les dimensions des deux moyeux de manivelle, puis en traçant la manivelle par estimation, après quoi on vérifie l'exactitude des dimensions adoptées, de la manière qui vient d'être mise en usage.

Dans le cas d'une grande longueur de manivelle, on peut se baser pour les dimensions de section, sur la condition de ne pas laisser la déformation (flexion) de la manivelle atteindre une valeur inadmissible.

Les manivelles *mues à bras* d'hommes forment un groupe spécial. Deux de ces manivelles sont représentées sur les figures 283 et 284, pl. 39. Ici le tourillon est remplacé par la poignée, qui doit être entourée d'une douille tournante, en supposant que, pendant le mouvement de la manivelle, la poignée ne doit pas tourner dans la main en frottant sur elle. Sur la figure 283, cette douille est un manche en bois pourvu, à chacune de ses extrémités, d'une bague mince en fer d'environ 20 mm de hauteur (cette bague se fait en feuillard ou en tôle soudés sur eux-mêmes), sur la figure 284, c'est un tube à gaz. On préfère généralement la poignée en bois, surtout quand la température, en hiver, peut descendre assez bas pour que le tube à gaz, bon conducteur de la chaleur, devienne désagréable à la main de l'ouvrier.

Le diamètre d doit atteindre environ 40 à 50 mm, la longueur de bras $r = 350$ à 400 mm, la longueur de poignée l :

pour 1 ouvrier environ 300 mm, pour deux ouvriers environ 500 mm.

Le diamètre d_1 de la broche se calcule, en supposant que la force exercée sur la poignée atteigne P et agisse à la distance x de la section de rupture de la broche, d'après la formule :

$$P x = k_f \cdot 0,1 d^3,$$

d'où résulte, en supposant l'emploi d'une matière de qualité supérieure, qui permet de poser $k_f = \frac{800 + 400}{2} = 600$ kg :

pour 1 ouvrier, avec $P_{max} = 20$ kg et $x = 15$ cm :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 15}{60}} = \approx 1,7 \text{ cm},$$

pour 2 ouvriers, avec $P_{max} = 40$ kg et $x = 25$ cm :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1000}{60}} = \approx 2,6 \text{ cm},$$

en admettant qu'on ait la certitude que P_{max} ne dépasse pas les valeurs indiquées, ou ne les dépasse que d'une quantité peu importante.

La section rectangulaire se détermine de la manière déjà expliquée dans les pages qui précèdent.

Le diamètre d_2 de l'arbre de manivelle à main est déterminé par les moments :

pour 1 ouvrier :

$$\begin{aligned} M_f &= 20 (15 + 10) = 500, \\ M_r &= 20 \cdot 40 = 800, \end{aligned}$$

pour 2 ouvriers :

$$\begin{aligned} M_f &= 40 (25 + 12,5) = 1500, \\ M_r &= 40 \cdot 40 = 1600. \end{aligned}$$

avec :

$$k_f = \frac{600 + 300}{2} = 450 \text{ (fer soudant ordinaire)}$$

$$k_r = \frac{240 + 120}{2} = 180$$

$$\alpha_0 = \frac{450}{\frac{5}{4} \cdot 180} = 2$$

on obtient :

pour 1 ouvrier :

$$45 d_2^3 = 0,35 \cdot 500 + 0,65 \sqrt{500^2 + (2 \cdot 800)^2},$$

$$d_2 = 3 \text{ cm},$$

pour 2 ouvriers :

$$45 d_2^3 = 0,35 \cdot 1500 + 0,65 \sqrt{1500^2 + (2 \cdot 1600)^2},$$

$$d_2 = 4 \text{ cm}.$$

Pour les arbres dont le déplacement permet le débrayage, le bras de levier qui détermine le moment fléchissant peut encore devenir notablement plus grand.

Il suffit, pour le moyeu, d'une longueur de $1,5 d_2$.

La hauteur de l'arbre au-dessus du sol sur lequel se tient l'ouvrier qui tourne la manivelle doit atteindre 1000 à 1050 mm. L'ouvrier peut exercer, d'une manière durable, une pression d'environ $P = 10$ à 15 kg sur la poignée.

Dans le but de supprimer le danger des coups de manivelle, on réalise assez souvent, depuis quelque temps, l'assemblage de l'arbre et de la manivelle, de manière que l'accouplement de ces deux pièces soit interrompu, aussitôt que l'ouvrier cesse de transmettre la force à la manivelle et que cette dernière est entraînée par l'arbre. Les manivelles ainsi disposées sont désignées sous le nom de *manivelles de sûreté*. Elles rendent de bons services, non seulement sur les appareils de levage, mais aussi sur ceux qui produisent des effets de fronde (centrifuges), etc. Dans le premier cas, on empêche le poids descendant de faire tourner la manivelle, dans le second cas on évite les effets de l'inertie de la masse, qui continue à tourner quand l'ouvrier a lâché la manivelle. Au sujet d'appareils de ce genre, on peut se reporter à l'ouvrage d'A. Ernst : *Die Hebezeuge* (Les appareils de levage), 1883, p. 175 et suivantes ou 1895, p. 186 et suivantes. Les pages 86 et suivantes ou 87 et suivantes des deux éditions de cet ouvrage, montrent le danger auquel peut être exposée, même par le seul effet de la force centrifuge, une manivelle tournant par suite de la descente rapide de la charge.

II. Excentriques.

Sous le nom d'excentrique, on comprend un tourillon de manivelle, percé excentriquement au diamètre de l'arbre et dont le rayon extérieur est égal à la somme du rayon de la manivelle, c'est-à-dire de l'excentricité, du rayon de l'arbre et du minimum d'épaisseur de paroi. Monté sur l'arbre, l'excentrique forme une manivelle dont on ne peut se représenter le bras, puisque le moyeu sur l'arbre et le tourillon se confondent. L'avantage de cette manivelle, de longueur ou excentricité ρ , consiste dans la possibilité que l'on a de la placer en un point quelconque de l'arbre, sans avoir autre chose à faire que de caler l'excentrique ; elle a par contre l'inconvénient, qui lui est particulier, de donner

nécessairement lieu, par suite de la grandeur notable du rayon de tourillon, à une grande dépense de travail causée par le frottement ¹.

Le calcul de l'excentrique est basé sur ce qui a été dit au chapitre « tourillons ».

Le diamètre d se détermine, d'après la figure 285, pl. 39, au moyen de :

$$d = 2 \left(\rho + \frac{D_2}{D} + s \right) = 2\rho + D_2 + 2s$$

Pour des excentriques en fonte on peut poser, d'après la formule 246, p. 240, dans laquelle on peut, en raison du soin particulier avec lequel l'excentrique est calé, réduire la valeur supplémentaire de 10 à 5 mm,

$$s = \frac{1}{5} \left(D_r + \frac{D_2}{2} \right) + 5 \text{ à } \frac{1}{4} \left(D_r + \frac{D_2}{2} \right) + 5 \text{ mm,} \quad (486)$$

où D_2 représente le diamètre effectif de l'arbre et D_r le diamètre de l'arbre en fer fondu ou soudant qui correspond au moment de torsion nécessaire au mouvement de l'excentrique.

Pour un excentrique en fer fondu ou en acier, s peut être de $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{3}$ plus petit.

La grandeur l , fig. 285 à 288, c'est-à-dire la longueur du tourillon auquel on substitue l'excentrique, doit se calculer d'après les formules 370 ou 372, p. 367. Pour le choix de μ , de T_l et de c , il faut tenir compte de ce que le calage de l'excentrique détruit plus ou moins le parallélisme entre l'axe de l'arbre et celui de l'excentrique et ne permet pas de compter sur un contact uniforme. De plus on a ordinairement affaire à des vitesses, à la surface, relativement grandes. Dans ces conditions, qui favorisent l'échauffement, il ne faut pas abaisser μ jusqu'à $\frac{1}{20}$ (du moins avant que les parties frottantes se soient bien rodées), ni élever T_l ou c jusqu'aux valeurs indiquées, p. 369 et suivantes, comme admissibles pour les tourillons. Pour des conditions moyennes, et en particulier celles où la force P agit dans le plan médian de l'excentrique, nous posons conformément à la formule 372, p. 367 :

$c = 10\,000$, pour fer fondu ou acier (matière du collier) sur fonte (matière de l'excentrique),

$c = 20\,000$, pour métal blanc (garniture du collier d'excentrique) sur fonte,

ce qui correspond aux valeurs admissibles du produit kv de la pression à l'unité de surface

$$k = \frac{P}{l d} \text{ par la vitesse à la surface } v = \frac{\pi d n}{60}$$

$$k v \leq \frac{\pi c}{6000} = 5,2 \text{ ou } 10,5 \quad (487)$$

Si les excentriques sont exposés à un fort courant d'air, comme par exemple, sur les locomotives, on peut prendre pour c et le produit admissible une valeur encore plus élevée.

Pour la grandeur x , fig. 287, pl. 39, on peut, conformément à l'indication des pages 370 et 371, adopter :

$$x = \frac{D_r}{16} + 5 \text{ mm à } \frac{D_r}{10} + 5 \text{ mm.}$$

Si P n'agit pas dans le plan médian de l'excentrique (disposition qui ne se justifie que dans des cas tout particuliers), on doit augmenter en conséquence les dimensions des bords.

¹ Pour réduire cette perte, *Hanner et Cie*; à *Duisbourg* (brevet allemand n° 93 050, du 23 octobre 1896), ont imaginé l'excentrique à billes. Les billes en acier trempé roulent entre l'excentrique et les étriers qui l'entourent, dans des gorges en acier fondu, bien rodées.

$\frac{2s}{2}$

Quelquefois les excentriques reçoivent des surfaces de frottement de forme sphérique pour les mêmes raisons qui, autrefois plus fréquemment que maintenant, faisaient recourir au tourillon sphérique (voir p. 355 et 372 et suivantes) ¹.

Exemple. La force nécessaire pour faire mouvoir le tiroir d'une machine à vapeur atteint 1000 kg, le nombre de tours est 150 à la minute, l'excentricité 50 mm, l'alésage de l'excentrique 220 mm. On a alors, avec un collier d'excentrique garni de métal blanc, fig. 288, pl. 39 :

$$l \geq \frac{1000 \cdot 150}{20\,000} = 7,5 \text{ cm},$$

nous adoptons 80 mm pour avoir une mesure en nombre rond.

De l'effort admissible à la torsion $k_r = 400$ (fer fondu, mode de charge b (p. 38 et 39), résulte :

$$\frac{1}{5} \cdot 400 D_r^3 = 5 \cdot 1000,$$

$$D_r = \approx 4 \text{ cm},$$

on a donc, d'après la formule 486, si la plus petite valeur est considérée comme suffisante :

$$s = 5 + \frac{1}{5} \left(40 + \frac{220}{2} \right) = 35 \text{ mm};$$

$$d = 2 \left(35 + \frac{220}{2} + 50 \right) = 390 \text{ mm}.$$

Pour fixer l'excentrique, on se sert d'une clavette ordinaire, pour les petites et moyennes forces, il suffit d'une clavette sur méplat (fig. 172, p. 241). Pour les excentriques

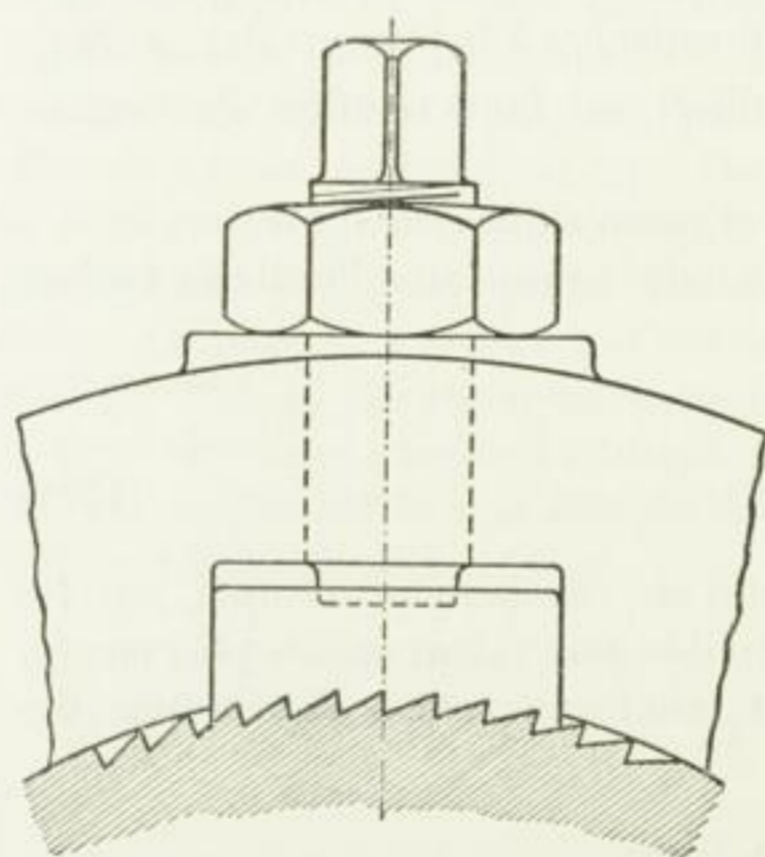


Fig. 419.

de distribution dont la position par rapport à la manivelle ne peut pas se déterminer très exactement *a priori*, ou que l'on veut pouvoir déplacer entre certaines limites rapprochées, on opère depuis quelque temps le calage au moyen d'une languette dentée, pressée contre l'arbre au moyen d'une vis (fig. 419). Un type de construction plus parfait, fig. 420, est celui dû à *G. Kuhn*, à *Berg*, avec un segment spécial denté, enclavé dans l'arbre, car ce système évite les difficultés de la taille des dents sur l'arbre et permet de séparer plus facilement les dents engagées les unes dans les autres. Dans le cas de la figure 419, le déplacement de l'excentrique vers la droite (obtenu en faisant tourner l'excentrique à droite ou en faisant tourner l'arbre à gauche par rapport à l'excentrique, après avoir desserré la vis pour que la languette dentée se soulève convenablement), ne présente aucune difficulté. Au contraire, le déplacement de l'excentrique vers la gauche s'opère moins facilement. Avec le dispositif figure 420, la languette dentée est soulevée par la vis de pression. Il devient dès lors facile de faire tourner l'excentrique vers la gauche aussi bien que vers la droite.

¹ On trouve, par exemple, un dispositif de ce genre dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1893, p. 924, fig. 22.

Pour réduire autant que possible le diamètre d , on pourvoit l'excentrique de moyeux latéraux, fig. 287, pl. 39, ou bien on le fait en fer fondu ou en acier.

S'il est nécessaire de placer un excentrique sur un arbre ayant, à la place convenable, un diamètre inférieur à celui de ses extrémités, ou sur lequel l'introduction par les extrémités serait malaisée, on le divise, fig. 286, pl. 39. Les vis d'assemblage n'ont pas de tête et sont complètement noyées, d'autres fois on allonge le moyeu sur les côtés et l'on en réunit les deux moitiés comme on le fait pour les moyeux, en plusieurs pièces, de roues d'engrenage ou de poulies.

Les longs moyeux sont avantageux au point de vue d'un bon calage. On obtient un résultat analogue au moyen de saillies ménagées sur les arbres et contre lesquelles on peut appuyer les excentriques quand on les cale.

C. BIELLES

Le but de cet élément de machine, désigné aussi sous les noms de bielle battante ^{t)}, bielle de manivelle, bielle conductrice, bielle motrice, bielle oscillante, consiste à relier des

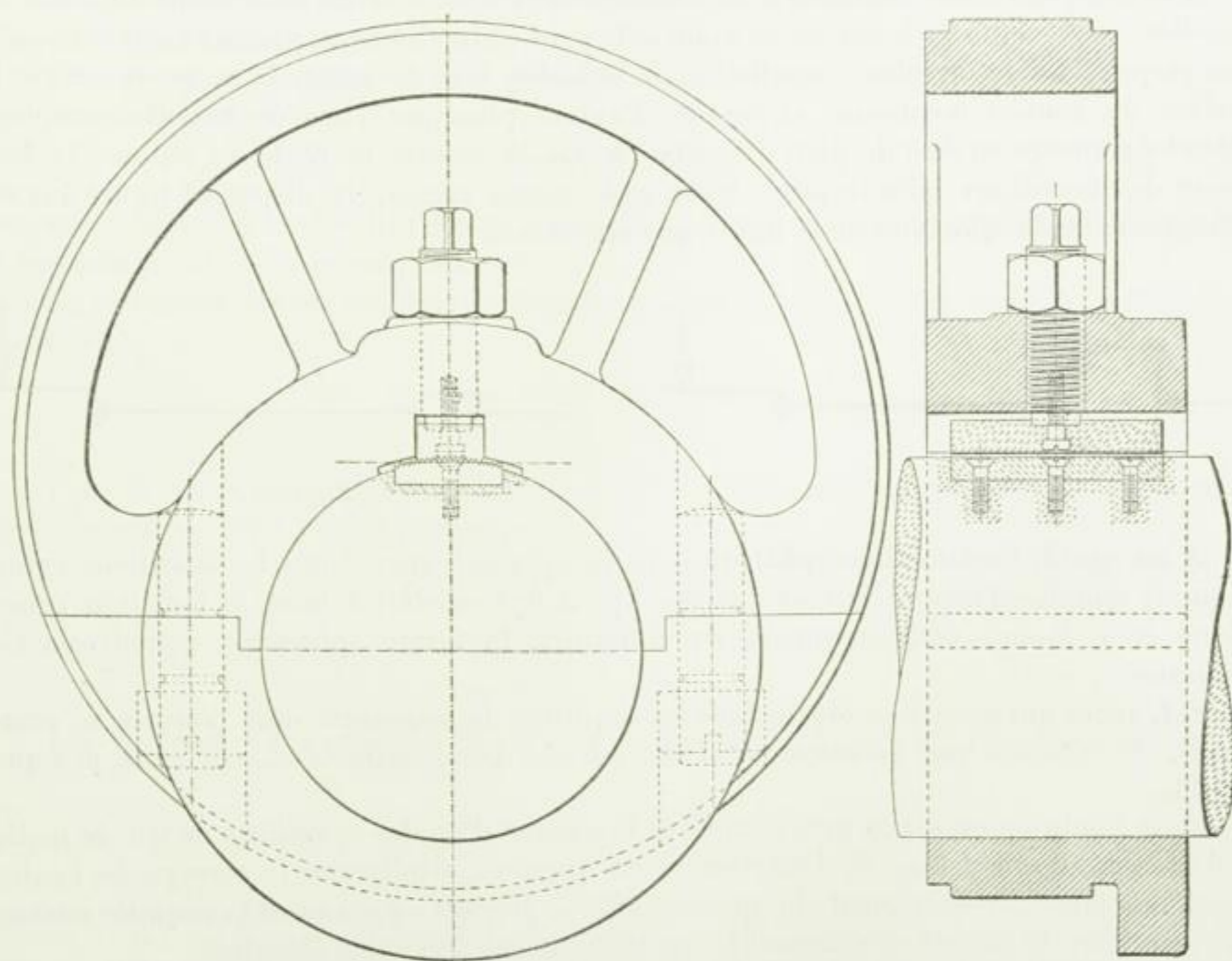


Fig- 420.

t) Parce que cette bielle, adaptée à une manivelle, semble battre (comme une baguette bat une étoffe).

21

tourillons qui peuvent appartenir à des parties de machines oscillantes, tournantes ou même mobiles en ligne droite. Une bielle se compose, en conséquence, des têtes qui entourent les tourillons comme le feraient des paliers, et de la tige qui réunit les têtes. Quelquefois l'une des têtes porte un tourillon dont le palier correspondant fait partie d'une des pièces que la bielle doit relier entre elles.

I. Têtes de bielles.

1. Généralités.

Les têtes de bielles sont des paliers ou des tourillons mobiles. Les règles données pour les paliers leur sont donc applicables, en supposant que le mouvement qui s'y produit n'ait pas à subir de changement. On peut exiger des têtes de bielle, en sus, bien entendu, des conditions imposées par la nécessité de tenir compte de l'élasticité et de la résistance, de l'exécution, etc.

a. que les axes des deux têtes fonctionnent avec un parallélisme parfait.

b. que le contact entre les tourillons et leurs coussinets ait lieu, comme cela doit être, sur toute la longueur de ces derniers.

Par suite de l'usure unilatérale du coussinet de l'arbre à levier ou à manivelle, l'axe du tourillon cylindrique de levier ou de manivelle perd ordinairement, plus ou moins, sa position perpendiculaire au plan d'oscillation de la bielle. Une déviation de ce genre réduit la surface du contact mentionné ci-dessus, d'autant plus que l'axe du tourillon employé s'étend davantage au delà du plan d'oscillation. De là résulte la règle de réduire la longueur des tourillons cylindriques. Pour cette même raison, le dispositif figure 421 est défectueux, tandis que celui de la figure 422 est correct.

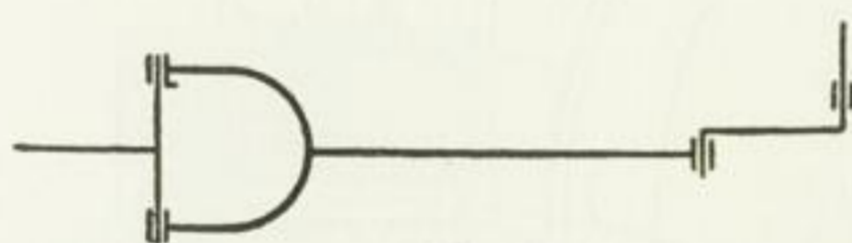


Fig. 421.

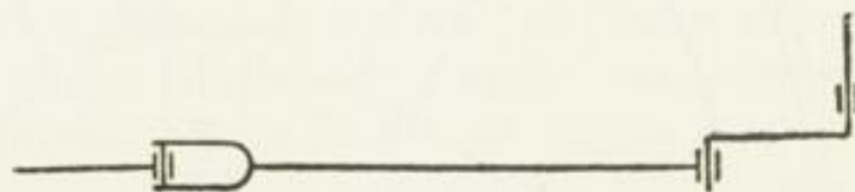


Fig. 422.

A cet égard, les tourillons sphériques se comportent mieux que les tourillons cylindriques ; toutefois l'exposé fait aux pages 372 et 373 conduit à faire le tourillon cylindrique et à donner extérieurement, au coussinet, la forme sphérique, quand cela est nécessaire.

c. L'usure qui peut se produire dans les coquilles de coussinets doit pouvoir se compenser, de manière que l'écartement d'axe en axe des coussinets change aussi peu que possible.

Cette condition est à peu près réalisée si le serrage d'un des coussinets de tête de bielle produit une augmentation de l'écartement en question, tandis que le serrage de l'autre coussinet réduit cet écartement. Le premier effet se produit en avançant la coquille interne d'un coussinet, le second en avançant la coquille externe de l'autre coussinet.

d. Le remplacement ou la remise en état des coquilles usées de coussinets doit pouvoir s'opérer aussi sûrement et rapidement que possible.

e. Les coquilles de coussinets doivent être d'une matière capable de ménager la surface

des tourillons, dans les conditions données, et d'éliminer la chaleur produite par le frottement.

f. La matière lubrifiante doit être introduite en quantité suffisante, c'est-à-dire qu'elle doit arriver sûrement sur toutes les surfaces glissantes, mais sans être prodiguée.

g. Il est de règle de donner aux têtes le plus de légèreté possible et d'éviter qu'elles présentent des angles vifs et des parties saillantes.

Selon que l'espèce de palier constitué par la tête de bielle est d'une seule pièce ou en plusieurs parties, on dit que la tête de bielle est *fermée* ou *ouverte*.

2. Exemples et calcul de têtes de bielles.

Les figures 289, pl. 40, montrent la bielle d'une machine à vapeur, la tête qui entoure le tourillon de manivelle à droite est fermée. L'étrier qui entoure les coquilles du coussinet est fixé par une clavette et deux contre-clavettes à talons. Le rapprochement de l'une des coquilles (celle de l'extérieur), s'opère en enfonçant la clavette, qu'une vis d'arrêt maintient à sa place. Pour que la dégradation produite par la pression sur la surface de la clavette ne devienne pas nuisible, la vis appuie contre la surface du fond d'une rainure. L'enfoncement de la clavette a pour résultat un raccourcissement de la bielle. La tête de gauche porte le tourillon de la crosse, contenu dans le coussinet correspondant. En raison du changement de direction des forces, l'assemblage de ce tourillon doit toujours être exécuté sous forme d'assemblage à tension.

Pour le calcul des têtes, on peut procéder conformément à l'exemple suivant.

Nous adoptons :

$$P = 7800 \text{ kg}, \quad n = 40,$$

longueur de bielle, c'est-à-dire distance entre l'axe du coussinet de tourillon de manivelle et l'axe du tourillon de crosse, 2500 mm.

En se basant sur ces données on trouve, d'après la formule 388, pour le tourillon de manivelle :

$$d = 100 \text{ mm},$$

$$l = 130 \text{ mm}.$$

Pour le tourillon de crosse on obtient avec la valeur usuelle $l_1 = 1,5 d_1$ et 80 kg comme pression admissible à l'unité de surface :

$$7800 = 80 \cdot l_1 d_1 = 80 \cdot 1,5 d_1^2,$$

$$d_1 = \sqrt{65} = \approx 8 \text{ cm},$$

$$l_1 = 8 \cdot 1,5 = 12 \text{ cm},$$

Les épaisseurs des coquilles de coussinets atteignent, d'après les formules 406 et 407¹:

$$s_1 = \frac{100}{16} + 5 = 11 \text{ mm},$$

¹ Ces données supposent que les coquilles portent sur toute la largeur; si cette hypothèse n'est pas réalisée, ce qui, par exemple, a lieu à un degré remarquable quand les coquilles ont des collets fortement saillants, tels que ceux des figures 292 ou 295, pl. 40, on doit adopter une épaisseur assez grande pour que, malgré la prévision d'une certaine usure, la déformation subie par les coquilles ne puisse exercer aucune influence notable sur l'uniformité de répartition de la pression suivant toute la longueur du coussinet.

page 371

$$s_2 = \frac{100}{25} + 3 = 7 \text{ mm},$$

conséquemment la faculté de réglage, jusqu'à obtention de valeurs à peu près égales de s_1 et de s_2

$$2(11 - 7) = 8 \text{ mm}.$$

L'épaisseur de la clavette varie entre $\frac{b}{3}$ et $\frac{b}{5}$. Nous prenons :

$$s_3 = \frac{b}{4} = \frac{130 - 2 \cdot 7}{4} = \frac{116}{4} = 29 = \approx 30 \text{ mm}.$$

Si l'on songe que les contre-clavettes à talons ne portent pas dans tous leurs points sur l'étrier en fer forgé (la chape), si l'on tient compte aussi de ce que la clavette doit être, de prime abord, enfoncée avec une certaine tension, la pression admissible sur les surfaces de contact comprises entre l'étrier et les contre-clavettes à talons (ou même la clavette) ne doit pas être évaluée à plus de 400 à 500 kg. On a donc, avec la valeur moyenne 450 :

$$3 \cdot s_4 \cdot 450 = \frac{7800}{2},$$

$$s_4 = 2,9 \text{ cm} = \approx 30 \text{ mm}.$$

L'épaisseur d'étrier s_5 se détermine (fig. 423), au moyen de :

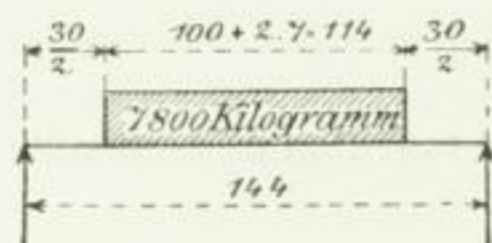


Fig. 423.

$$\frac{7800}{2} \left(7,2 - \frac{11,4}{4} \right) = \frac{600}{6} 11,6 s_5^2,$$

$$s_5 = 3,8 \text{ cm}.$$

La hauteur moyenne s_6 des trois clavettes, en supposant que la matière de la clavette et des contre-clavettes soit l'acier, résulte de :

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{7800}{2} (7,2 - 2,85) = \frac{1000}{6} 3 \cdot s_6^2,$$

$$s_6 = 3,4 \text{ cm}.$$

Pour la dimension s_7 , on peut adopter $0,5 h_1$, en supposant que la transmission du moment $\frac{7800}{2} (7,2 - 2,85)$ doive avoir lieu au moyen d'une clavette de hauteur h_1 .

On aurait :

$$\frac{7800}{2} \cdot (7,2 - 2,85) = \frac{1000}{6} 3 h_1^2,$$

$$h_1 = 5,9 \text{ cm},$$

$$s_7 = \frac{h_1}{2} = \approx 30 \text{ mm},$$

s_8 doit être un peu plus grand que la distance dont la coquille de coussinet peut se déplacer et, comme cette distance atteint 8 mm :

$$s_8 = 10 \text{ mm},$$

s_3 est suffisant avec :

$$s_3 = \frac{3}{4} s_4.$$

La tangente de la moitié de l'angle au sommet de la clavette atteint environ $\frac{1}{20}$, de façon que le serrage de 8 mm nécessite un déplacement de la clavette d'environ 80 mm, étendue dont elle doit dépasser d'un bout quand elle est neuve.

Pour la forme à donner à la tête de gauche, il est avantageux de procéder en admettant une épaisseur et une largeur que l'on vérifie ensuite et que l'on augmente ou diminue en cas de besoin. On prendra donc :

$$a_1 = 40, \quad a = 46, \quad a_2 = 100.$$

On aura ensuite, graphiquement ou par le calcul :

$$\begin{aligned} a_1 - a_3 &= \frac{l_1}{2} + a_1 - \sqrt{\left(\frac{l_1}{2} + a_1\right)^2 - \left(\frac{a_2}{2}\right)^2} \\ &= 100 \cdot \sqrt{100^2 - 50^2} = 13,3 \text{ mm}, \\ a_3 &= 26,7 \text{ mm}. \end{aligned}$$

La fatigue sur la section A B résulte de la force $\frac{P}{2} = 3900 \text{ kg}$, agissant alternativement par traction et pression, et du moment fléchissant $\frac{P}{2} \left(\frac{a}{2} - x\right)$, en supposant que x désigne la distance du centre de gravité de la section au côté désigné.

Pour simplifier le calcul, remplaçons, en suivant une méthode approximative, la forme de la section par un rectangle de 100 mm de largeur pour une hauteur de $\frac{40 + 26,7}{2} = 33,4 = \approx 33 \text{ mm}$. On trouve alors la tension normale résultant du premier effort mentionné ci-dessus :

$$\tau_1 = \frac{3900}{10 \cdot 3,3} = 118 \text{ kg},$$

et celle produite par le moment fléchissant :

$$\tau_2 = \frac{3900 \left(\frac{4,6}{2} - \frac{3,3}{2}\right)}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 3,3^2} = \frac{3900 \cdot 0,65 \cdot 6}{10 \cdot 3,3^2} = 148 \text{ kg};$$

la tension totale est donc :

$$\tau_1 + \tau_2 = 118 + 148 = 266 \text{ kg},$$

alors que l'on peut admettre 300 kg pour le fer soudant, en tenant compte du changement de direction de la tension.

Nous adoptons maintenant :

$$a_1 = 36, \quad a = 42, \quad a_2 = 100.$$

Nous avons ensuite :

$$a_3 = 22,$$

et le rectangle substitué à la section prend pour côtés 100 mm et :

$$\frac{3,6 + 2,2}{2}$$

$$\frac{3,6 - 2,2}{2} = \approx 2,9 \text{ cm,}$$

ce qui donne :

$$\tau_1 = \frac{3900}{10 \cdot 2,9} = 135 \text{ kg,}$$

$$\tau_2 = \frac{3900 \left(\frac{4,2}{2} - \frac{2,9}{2} \right)}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 2,9^2} = \frac{3900 \cdot 0,65 \cdot 6}{84,1} = 180 \text{ kg.}$$

Donc :

$$\tau_1 + \tau_2 = 135 + 180 = 315 \text{ kg.}$$

On peut, d'après cela, conserver les valeurs :

$$a_1 = 26 \text{ mm,} \quad a = 42 \text{ mm,} \quad a_2 = 100 \text{ mm}$$

admises en dernier lieu.

Pour la section CD on a un effort de cisaillement P_c , un effort normal $P_n = 2250 \text{ kg}$ et un moment fléchissant :

$$\frac{P}{2} \cdot y = 3900 \cdot 3,6 = 14\,040.$$

On doit faire abstraction de la fatigue de la matière résultant du frottement sur le tourillon, du poids et de la masse propres de la bielle. En négligeant P_c on trouve que l'effort total, pour la section remplacée par un rectangle de 100 mm et 54 mm de côtés, est :

$$\tau_1 + \tau_2 = \frac{2250}{10 \cdot 5,4} + \frac{14\,040}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 5,4^2} = 42 + 289 = 331 \text{ kg.}$$

tension qui, à la vérité, peut être considérée comme encore admissible, mais sur laquelle on ne doit cependant pas se baser, attendu que l'effort, en raison de la courbure — négligée dans le calcul — de la ligne médiane de la barre à laquelle appartient la section CD, est en réalité plus grand que l'indique le calcul (voir, par exemple, p. 496 et suivantes).

On peut déterminer le minimum d'épaisseur de paroi a_4 , en supposant qu'il s'agit, dans ce cas, de calculer une barre encastree aux deux bouts, éloignés de la distance $d_1 + a_4$, et chargée de $\frac{P}{2}$ en son milieu. Cette détermination s'obtient au moyen de la formule :

$$\begin{aligned} \frac{P}{2} \frac{d_1 + a_4}{8} &= kf \frac{1}{6} a a_4^2, \\ \frac{3900}{8} (8 + a_4) &= 600 \cdot \frac{1}{6} \cdot 4,2 \cdot a_4^2, \\ a_4^2 - 1,16 a_4 &= 9,28, \\ a_4 &= 3,7 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Les dimensions essentielles des deux têtes se trouvent ainsi déterminées.

Si les deux surfaces de portée du tourillon de crosse appartiennent à une seule et même surface conique, on obtient le type de construction, fig. 290, pl. 39.

Si le tourillon est bien rodé, ce qui est désirable, il suffit pour le fixer de l'écrou (fig. 290).

En vérifiant l'effort à la flexion k_f auquel est soumis le tourillon, en acier fondu au creuset, nous obtenons :

$$3900 (6 + 2,1 - 3) = k_f \frac{1}{10} 8^3,$$

$$k_f = 388 \text{ kg},$$

valeur encore au-dessous de la charge admissible 500.

Quand le tourillon est tout à fait cylindrique on peut le fixer conformément à la figure 291, pl. 39, au moyen de clavettes encastrées, qu'il est avantageux de faire larges et basses, ou conformément à la figure 292, pl. 40 (construction *G. Kuhn*). Si le tourillon n'est pas assemblé à tension, le changement de direction de la force P lui donnera du jeu. Pour de petites dimensions, on peut obtenir la tension entre le tourillon et la fourche de la

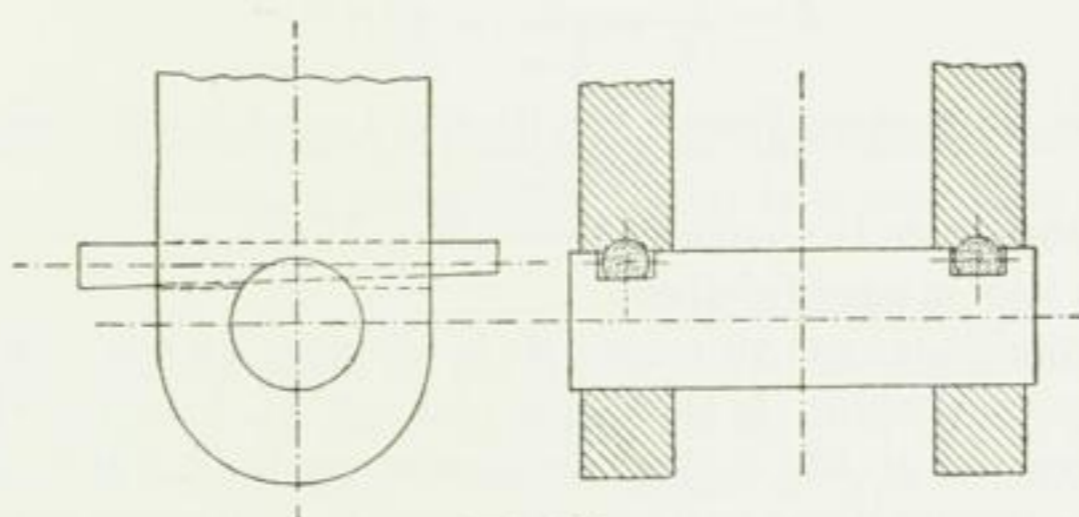


Fig. 424.

manière représentée figure 424 (*Kiesselbach*). Les goujons dont le diamètre atteint à peu près $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{3}$ de celui du tourillon, sont tournés en forme de cylindres (cette forme est celle des trous qui reçoivent ces clavettes); mais on ajuste ensuite, en l'aplanissant, la surface adjacente au tourillon et on incline cette surface sur l'axe du goujon.

La tête qui entoure le tourillon de manivelle peut aussi être exécutée conformément à la figure 293, pl. 40.

La tête figure 289, pl. 40, et celle de la figure 293, pl. 40, produisent, lorsque l'on serre les coquilles de coussinets, un raccourcissement de l'axe de la bielle. En conséquence, la coquille à serrer, à la crosse, doit permettre d'obtenir un allongement capable de compenser, au moins en partie, le raccourcissement indiqué ci-dessus.

Sur les têtes de bielles 289 et 293, on n'a ménagé aucun dispositif pour le graissage du tourillon. Le graissage se fait, en ce cas, de la manière indiquée figure 278, pl. 38. Un tuyau d'environ 12 à 15 mm de diamètre intérieur est fixé au tourillon de manivelle et muni à son autre extrémité d'un élargissement dont le centre se trouve sur l'axe de l'arbre à manivelle. Le tourillon lui-même est percé de la manière indiquée. On introduit l'huile par le trou a qui, pendant le mouvement de la manivelle, tourne seulement autour de son centre. La force centrifuge conduit cette huile au coussinet.

Par suite de l'accélération que subit aussi la bielle perpendiculairement à son axe et qui est alternativement positive et négative, par suite aussi du poids de la bielle elle-même et du frottement sur le tourillon, des forces perpendiculaires à l'axe de la bielle se trouvent en jeu, en sus de la force axiale P , comme nous l'avons expliqué p. 546 et suivantes. Si ces forces sont importantes, l'emploi de la construction ouverte, à étrier ou à chape, fig. 289 et 293, pl. 40, cesse d'être possible. Il faut alors construire une tête fermée ou une tête ouverte, qui puisse résister aux forces en question. La fig. 294, pl. 39, montre une tête fermée. Pour être sûr

que la vis servant à déplacer la clavette de serrage ne travaille pas à la flexion, on n'ajuste pas rigoureusement les filets entre eux, de façon que la vis puisse librement tourner dans le filet de la clavette. Cela n'a pas d'inconvénient par suite de la hauteur relativement importante de l'écrou de clavette.

On peut admettre 1 : 5 pour pente de la clavette, le diamètre δ de la vis peut se calculer en pouces anglais au moyen de la formule :

$$\frac{P}{4} = 1500 \delta^2,$$

ainsi par exemple, pour $P = 7800$ kg :

$$\frac{7800}{4} = 1500 \delta^2,$$

$$\delta = \frac{9''}{8} \text{ anglais} = 28,7 \text{ mm.}$$

On arrête la vis au moyen d'une goupille qui l'empêche de tourner sur la tête de bielle.

Le graissage s'obtient de la manière représentée ; l'huile peut entrer dans le récipient si l'on appuie sur le bouton pour l'abaisser.

En réglant la coquille interne au moyen de la clavette, on augmente l'écartement des axes ; aussi est-il bon de combiner la tête fig. 289 ou 293, pl. 40, avec celle fig. 294, pl. 39.

La bielle représentée, pl. 43, et dont l'exécution est due à l'*usine de construction de machines d'Essling*, montre d'une part une tête ouverte et d'autre part une tête fermée ; sur le tourillon de manivelle la coquille extérieure de coussinet est réglable ; c'est la coquille interne qui l'est sur le tourillon de crosse. Sur la première, le serrage s'obtient au moyen de boulons qui ont pour effet de raccourcir l'axe de la bielle.

Le type de construction, fig. 292, pl. 40, est appliqué dans l'usine de construction de machines *G. Kuhn*, aux machines verticales qui font un grand nombre de tours. Les coquilles en bronze des coussinets sont garnies de métal blanc coulé ; le graissage s'obtient à l'aide de la force centrifuge, par le tourillon de manivelle qui, dans le cas dont nous nous occupons, appartient à un arbre coudé (voir, par exemple, la figure 160, pl. 17, sur laquelle sont indiqués les conduits de graissage pour le tourillon de manivelle situé à droite). Le tourillon de crosse se prolonge sur les côtés. Sa tension par rapport à la fourche de bielle s'obtient, comme on peut le voir, au moyen de clavettes.

Un défaut qui se présente assez fréquemment avec les têtes de bielles de ce genre, dont le type est emprunté à la construction des paliers, consiste dans l'insuffisance des dimensions b et h de la section transversale, fig. 292, comparativement à l'écartement e des boulons et à la grandeur des forces en jeu, et dans l'adoption, pour les boulons, d'une matière d'une ténacité insuffisante. Il peut alors se produire des ruptures de boulons, susceptibles de suites très graves, si ces ruptures ont lieu pendant le fonctionnement de la machine (voir p. 597 et suivantes les observations faites à ce sujet à propos des coussinets de crosse).

La figure 295, pl. 40, représente une tête de bielle à coquilles de coussinet en forme de sphère ; ce dispositif est pris sur une grande machine élévatoire construite par *Kiesselbach*.

Les figures 296, pl. 41, montrent la construction des têtes de bielle d'une scie alternative ¹. Les coquilles de coussinets sont maintenues, d'une part, par des étriers en fer (plates-bandes), de l'autre par une clavette et une contre-clavette. L'assemblage des plates-

¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1862, p. 415.

bandes avec la bielle (faite de bois de pin bien sec), se fait au moyen de boulons, de façon que le frottement produit par le serrage des écrous entre la bielle et les plates-bandes suffise à la transmission de la force. Pour le coefficient de frottement des surfaces en fer non polies, on prend seulement 0,2, afin de tenir compte de l'effort de traction imposé presque subitement à la bielle, ainsi que de la résistance opposée par l'élasticité des étriers à leur serrage contre la bielle, de sorte que, par exemple, pour un maximum d'effort de 1600 kg sur la bielle, le nombre n des boulons de $\frac{3}{4}$ " anglais = 19 mm, supposés de qualité moyenne (formule 160, p. 108, dont le coefficient pour le mode de charge a , p. 38 et 39, à considérer dans ce cas, se transforme en $1,5 \cdot 1600 = 2400$, si l'on tient compte de la formule 167, p. 110), s'obtient au moyen de la formule :

$$1600 = 2400 \cdot 0,6 \left(\frac{3}{4}\right)^2 n \cdot 2 \cdot 0,2$$

d'où l'on tire :

$$n = \infty 5.$$

Les plates-bandes ne doivent pas être plus épaisses qu'il n'est nécessaire, afin que les boulons puissent les serrer fortement contre le bois. Pour la même raison elles doivent avoir au moins $\frac{3}{8}$ " anglais = 15,9 mm.

Pour empêcher les clavettes de se desserrer d'elles-mêmes, on les forge fendues et, après leur mise en place, on les ouvre un peu à leur extrémité la plus étroite.

Les figures 297 et 298, pl. 40 et 41, montrent les têtes de bielles de locomotives des chemins de fer de l'Etat de Wurtemberg. Elles sont toutes du type fermé. La bielle, fig. 298, est celle des machines à marchandises (surface utile du piston 1800 cmq en nombre rond, maximum d'excès de tension de la vapeur en arrière du piston, par rapport à celle qui se trouve en avant, environ 6 kg). La bielle, fig. 297, s'emploie pour les autres machines (surface utile du piston 1300 cmq en nombre rond, maximum d'excès de pression dans le cylindre environ 7 kg). Les têtes dessinées à gauche reçoivent le tourillon de manivelle, celles à droite le tourillon de crosse. Pour le tourillon de manivelle de la figure 297, la matière des coussinets est du métal blanc (80 étain, 12 antimoine, 9 cuivre) ¹ coulé dans les deux pièces en fer forgé ou en bronze *aa*. Les autres coquilles sont, à l'état de neuf, en bronze. Elles se touchent et il faut les ajuster chaque fois qu'on veut les rapprocher. Quand elles sont assez usées pour que leur remplacement semble nécessaire, on les sort et l'on y coule du métal blanc comme on l'a fait pour la tête de gauche, fig. 297, lors même qu'elle était neuve. Pour amener l'huile au boulon de crosse, où elle est surtout nécessaire, *A. Gross* a disposé deux trous de graissage de la manière indiquée sur la figure.

En rapprochant du tourillon la coquille de la tête de gauche, on raccourcit la bielle que l'on allonge en rapprochant la coquille de la tête de droite. On obtient ainsi une compensation au moins partielle.

La figure 346, pl. 50, représente une bielle servant à transmettre de petites forces. Le mode de construction des têtes se voit clairement sur les dessins.

La figure 425 représente un système de serrage, d'origine américaine, remarquable par sa singularité : la coquille de coussinet est poussée par la pression due à la vis de serrage et transmise par des petites billes en acier ! ².

¹ *Kiesselbach* recommande : 5,4 % cuivre, 7,8 % antimoine, 86,8 % étain, dont il convient d'opérer le mélange de la manière suivante. On fond d'abord 9,5 parties de cuivre ; au cuivre fondu on ajoute 13 parties d'antimoine, puis 59 parties d'étain très pur. Cet alliage est bien mélangé, coulé puis divisé ; on en fond 27 parties, puis on ajoute 29,5 parties d'étain très pur, on mélange bien puis on coule en lingots (*Kirchweger*).

² *Iron Age*. Numéro du 14 juin 1894.

44

On peut considérer les *tiges d'excentriques* comme des bielles. Les figures 288, pl. 39, et 299 à 302, pl. 41, montrent des têtes et des colliers pour tiges d'excentriques.

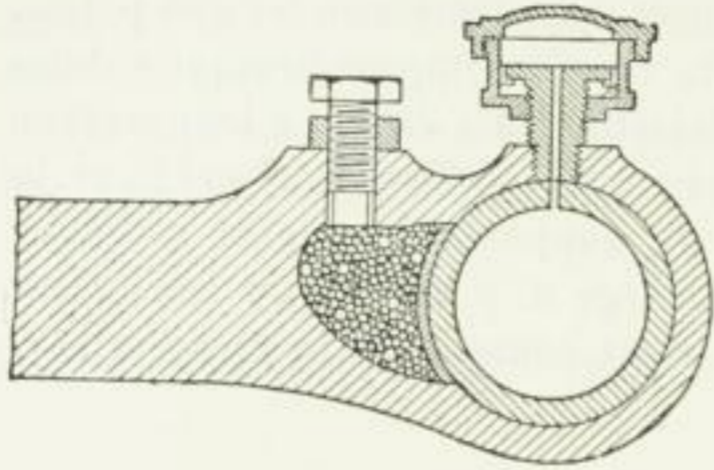


Fig. 425.

Sur les figures 288, 299 et 300, les colliers sont en fonte, celui de la figure 301 est en fer forgé ; souvent le collier est garni de bronze ou de métal blanc coulé, comme par exemple dans le cas de la figure 288 (métal blanc). Le bronze s'emploie aussi à la construction des colliers d'excentriques.

Pour le calcul de l'épaisseur s du collier, fig. 299 et 301, il serait de règle — à la rigueur — de partir de ce principe que la déformation (flexion) du collier est tout à fait insignifiante. Afin de simplifier le calcul, on peut, pour des conditions moyennes, se baser sur le travail à la flexion, c'est-à-dire déterminer s d'après la formule :

$$\frac{P}{2} \left(\frac{e}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{1}{6} k_f b s^2,$$

dans laquelle P désigne l'effort de la bielle et l'on peut poser :

pour le fer forgé

$$k_f = 300 \text{ kg},$$

pour la fonte ou le bronze

$$150 \text{ kg}.$$

Si l'on doit s'attendre à une forte usure, et si le collier d'excentrique n'a pas de garniture, il est bon d'ajouter, à s , environ 5 mm ou plus. Pour que s ne soit pas plus fort qu'il n'est nécessaire, on doit tenir e aussi petit que possible.

Le diamètre d' des boulons de collier est réglé par la nécessité de serrer fortement les écrous, avant même que l'effort P de la bielle entre en jeu. On tient compte de cette circonstance en déterminant d' en pouces anglais d'après la formule :

$$\frac{P}{2} = 600 d'^2 \text{ à } 800 d'^2.$$

L'autre tête de la tige d'excentrique est souvent construite comme la tête d'une bielle ordinaire ou comme partie d'une simple articulation, dans le genre de celle représentée figure 301.

II. Corps de la bielle.

La partie qui réunit les têtes d'une bielle, le *corps*, travaille ordinairement à la traction, à la pression ou à la compression longitudinale sous l'influence de l'effort de la bielle, et à la flexion en vertu de son propre poids ; elle est en outre soumise à la force d'inertie de sa propre masse et aux moments qui résultent du frottement sur les tourillons :

Si l'on désigne par :

P le maximum de valeur de l'effort exercé sur la bielle,

I le minimum de valeur du moment d'inertie de la section transversale de la bielle, en son milieu,

s la grandeur de cette section,

l la longueur de la bielle, mesurée de l'axe d'un tourillon à celui de l'autre,

Handwritten note: l la longueur de la bielle, mesurée de l'axe d'un tourillon à celui de l'autre.

- α le coefficient d'extension (p. 2),
- s le coefficient de sécurité,
- ω la vitesse angulaire du tourillon de manivelle, considérée comme uniforme,
- r le rayon de la manivelle,
- $v = \omega r$ la vitesse du tourillon de manivelle,
- $n = \frac{60 v}{2 \pi r} = \frac{30 v}{\pi r} = \frac{30 \omega}{\pi}$ le nombre de tours de la manivelle par minute,
- γ le poids spécifique de la bielle,
- I le moment d'inertie de la section transversale de bielle, considérée en présence de l'effort à la flexion,
- d le diamètre du tourillon de manivelle,
- $\mu_1 = \frac{4}{\pi} \mu$ le coefficient de frottement du tourillon.

L'effort *en bout* s'obtient au moyen de la formule 42, p. 17 :

$$P = \frac{\pi^2}{S} \frac{1}{\alpha} \frac{I}{l^2} \tag{42}$$

La tension normale produite en s par P atteint :

$$\tau_1 = \frac{P}{s} \cdot$$

Si l'on suppose que la bielle est un solide prismatique de volume sl et de poids $sl\gamma$, on trouve que le *moment fléchissant* produit par le *propre poids* de la bielle, pour le milieu de celle-ci, atteint :

$$M_1 = sl\gamma \frac{l}{8} = \frac{s\gamma l^2}{8} \tag{488}$$

Le moment résultant du *frottement* $P \mu_1$ sur le *tourillon de manivelle*

$$P \mu_1 \frac{d}{2}$$

occasionne sur la crosse un effort $P \mu_1 \frac{d}{2l}$ et donne, pour la section de bielle située à la distance x de cette crosse, un moment fléchissant :

$$M_x = \frac{P \mu_1 d}{2l} x \tag{489}$$

qui grandit en se rapprochant du tourillon de manivelle. Pour le milieu, il est :

$$M_2 = \frac{P \mu_1 d}{4} \cdot$$

Nous ne nous occuperons pas de l'influence du frottement sur le tourillon de crosse.

L'effort résultant de l'*inertie* doit être évalué conformément à ce qui a été dit au titre IV « Forces d'inertie de la bielle », p. 546 et suivantes. Si l'on désigne par M_3 le nouveau moment à considérer dans ce cas, on déduit de ce moment et des dimensions de section (du moment d'inertie I) le maximum τ_3 de la tension normale résultant de M_3 . C'est ainsi qu'on trouve, par exemple, dans l'hypothèse que la bielle est un prisme, pour la section éloignée de la crosse d'une distance $x = \frac{2}{3} l$, et pour laquelle on a, d'après la formule 469 et en tenant compte de la formule 468 :



$$M_3 = \left(\frac{n}{300} \right)^2 r s \gamma \frac{l^2}{16},$$

$$\tau_3 = \left(\frac{n}{1200} \right)^2 \gamma r \frac{s l^2}{\frac{I}{e}}.$$

Si l'on se sert de la formule 42, le choix de S présente une difficulté particulière, parce que les influences dont il est nécessaire de tenir compte sont assez compliquées, d'autant plus que nous avons ici affaire à une charge de bielle variant sans cesse, tandis que la formule 42 est un résultat de la doctrine *statique* de l'élasticité. La traction et la pression se succèdent si rapidement qu'il ne peut être question de se représenter la déformation telle que l'admet la formule 42, il suffira donc d'une sécurité moindre qu'avec un passage plus lent de la traction à la pression et inversement. En réalité, les moteurs à vapeur normalement construits, à faible et moyenne vitesse de piston, montrent que le coefficient de sécurité S de la formule 42, va de 25 à 40, tandis que des locomotives à marche rapide, avec des bielles qui ont donné de bons résultats en service, fournissent assez fréquemment, pour S calculé d'après cette formule, 3 et même moins. A défaut d'une base pour représenter S comme fonction du nombre de tours ou de la vitesse, bornons-nous, en tenant compte de la grande valeur que la simplicité du calcul a pour le constructeur, à ce qui suit¹.

1. Bielles pour faibles et moyennes vitesses.

Pour des bielles normales de machines à vapeur à moyennes vitesses de piston, d'environ 1,5 m à 2 m, nous posons pour S une valeur déterminée et nous négligeons M_1 , M_2 et M_3 . Il est permis de négliger M_1 pour une grandeur ordinaire du diamètre du tourillon de manivelle. On peut ne pas se préoccuper de M_3 , parce que S doit diminuer quand la vitesse augmente et, conséquemment, quand M_3 augmente; cette diminution de S semble même pouvoir être relativement plus importante que l'augmentation de M_3 .

a. BIELLE A SECTION CIRCULAIRE DE DIAMÈTRE d_m AU MILIEU.

Avec :

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}, \quad S = 25, \quad I = \frac{\pi}{64} d_m^4 = \infty \frac{d_m^4}{20}$$

on tire de la formule 42 :

$$P = \frac{\pi^2}{25} \frac{\frac{d_m^4}{20}}{l^2} \cdot 2\,000\,000 = \infty 40\,000 \frac{d_m^4}{l^2} \quad (490)$$

Donc une bielle de 1 cm de diamètre, 1 m = 100 cm de longueur transmet :

$$P_0 = 4 \text{ kg.}$$

Si l'on retient ce nombre et si, en outre, on se rappelle que P augmente avec la

¹ Au sujet de l'importance générale de S , je renverrai au § 25 d'« *Elasticität und Festigkeit* ».

quatrième puissance de d_m et diminue avec le carré de l , on peut trouver, de tête, la valeur de d_m .

Exemple. $P = 8000 \text{ kg}$, $l = 2500 \text{ mm}$.

$$8000 = 4 \frac{d_m^4}{2,5^2} \text{ ou } d_m^4 = \frac{8000 \cdot 2,5^2}{4} = 12\,500$$

$$d_m = 10 \sqrt[4]{1,25} = 10,6 \text{ cm.}$$

Si la section est en forme d'anneau circulaire et, par conséquent, si la tige est creuse, on peut déterminer sa dimension de manière à utiliser la résistance de la matière à la traction et à réaliser l'égalité 42.

Avec les machines à marche très lente, il convient de prendre S encore plus élevé et de descendre avec P_0 jusque vers 3, ce qui correspond à $S = 33$.

Les bielles pour lesquelles le changement de direction de l'effort s'opère avec choc, comme cela peut arriver, par exemple, pour une commande de pompes, doivent se calculer avec une majoration convenable de S , qui peut monter à 40, 60 et au delà.

En ce qui concerne la limite de longueur de la tige de bielle, il est à remarquer que cette tige peut se raccorder à la tête de tourillon de manivelle, avec un diamètre d'environ $0,8 d_m$, et à l'autre tête avec un diamètre de $0,7$ à $0,75 d_m$. Si le tourillon de manivelle a, comme cela arrive par exemple avec les arbres coudés, un diamètre plus grand, la tête de bielle qui en dépend acquiert naturellement aussi une grandeur plus considérable et par suite il arrive fréquemment, en pareils cas, que l'on augmente la section transversale de la bielle vers le tourillon de manivelle, et même qu'on l'y fasse plus grande qu'au milieu de la bielle. Le moment M_x (formule 48g) donne aussi une certaine raison d'être à cette forme. Avec la forme qui vient d'être indiquée, il n'est pas rare que la section ronde se transforme en section aplatie, au voisinage du tourillon de manivelle.

b. BIELLE A SECTION RECTANGULAIRE DE LARGEUR b ET DE HAUTEUR $h = \frac{7}{4} b$ à $2 b$
AU MILIEU.

Avec :

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}, S = 15, I = \frac{1}{12} b^3 h$$

on tire :

$$P = \frac{\pi^2}{15} \frac{1}{12} b^3 h \frac{2\,000\,000}{l^2} = \infty \frac{1\,000\,000}{9} \frac{b^3 h}{l^2}.$$

Pour :

$$h = 1,8 b$$

$$P = 200\,000 \frac{b^4}{l^2} \tag{491}$$

Avec :

$$\alpha = \frac{1}{100\,000} \text{ (bois, fig. 296, pl. 41), } S = 15, I = \frac{1}{12} b^3 h, h = 1,5 b$$

on obtient :

$$P = \frac{25\,000}{3} \frac{b^4}{l^2} \quad (492)$$

En ce qui concerne le contour de la tige, on trouve que b est la plupart du temps invariable, on peut prendre $1,2 h$ et $0,8 h$ pour hauteurs aux têtes.

2. Bielles pour grandes vitesses.

Comme types de ces bielles, on peut considérer celles des locomotives. Ces bielles, en raison des mouvements nuisibles occasionnés par l'accélération et le ralentissement alternatifs, doivent être aussi légères que possible. La circonstance, déjà signalée, que les déformations ne peuvent augmenter si la vitesse augmente, motive d'autant plus cette tendance que la marche est plus rapide. On trouve, dans l'hypothèse d'une section rectangulaire de largeur b et de hauteur h au milieu, avec :

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}, \quad h = 2b, \quad S = \frac{10}{3} \text{ à } \frac{20}{3},$$

$$P = \frac{\pi^2}{10} \frac{1}{6} b^4 \frac{2\,000\,000}{l^2} \text{ à } \frac{\pi^2}{20} \frac{1}{6} b^4 \frac{2\,000\,000}{l^2},$$

$$P = 1\,000\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ à } 500\,000 \frac{b^4}{l^2} \quad (493)$$

Il convient d'établir, en outre, que $\tau_1 + \tau_3$ (p. 585 et 586) ne doit pas dépasser le maximum d'effort kf considéré comme admissible, c'est-à-dire qu'avec la valeur arrondie $\gamma = 0,008$ (poids spécifique de la bielle) :

$$\tau_3 = \left(\frac{n}{1200}\right)^2 \cdot 0,008 r \frac{b h l^2}{\frac{1}{6} b h^2} = \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2 r}{h},$$

$$kf \geq \frac{P}{bh} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2 r}{h}, \quad (494)$$

formule dans laquelle on doit introduire l , r et h en cm. Pour kf on doit poser d'après les pages 38 et 39, dans le cas où les tensions changent continuellement :

avec du fer soudant ou fondu, ordinaire	300 kg,
» » » » » de qualité supérieure. . . .	400 » ,
» de l'acier fondu de bonne qualité	500 » .

Pour obtenir des bielles aussi légères que possible, on leur donne quelquefois, en les rabotant latéralement, une section en forme d'I.

Il convient de citer encore ici les *bielles d'accouplement* dont l'usage consiste à réunir deux manivelles d'égale longueur. Le moment M_3 , p. 586, pour la tige d'une bielle de ce genre, est maximum au milieu et deux fois aussi grand que pour la bielle directrice, supposée de forme prismatique.

3. Tiges d'excentriques.

Ici M_3 (p. 586) disparaît ; mais M_x (p. 585), par suite de la valeur importante de d , et aussi M_1 (p. 585), quand les tiges sont longues, acquièrent de l'influence ; aussi semble-t-il ordinairement indiqué de donner à ces tiges une section rectangulaire.

Si la bielle a une longueur notable, elle pourra fléchir d'une quantité qui, multipliée par la force axiale P , peut parfois donner lieu à un moment fléchissant digne d'attention. La flexion qui se produit alors a en outre l'inconvénient de changer nécessairement de sens avec la force qui lui donne naissance, il en résulte dans la tige des mouvements transversaux inadmissibles.

Il convient, tout d'abord, de satisfaire à l'égalité suivante, déduite de la formule 42, avec $S = 40$:

$$P = \frac{\pi^2}{40} \frac{1}{12} \frac{b^3 h}{l^2} \frac{1}{\alpha} = \infty \frac{1}{50} \frac{1}{\alpha} \frac{b^3 h}{l^2} \quad (495)$$

et dans laquelle b exprime la largeur et l la hauteur de la section au milieu de la tige.

Il convient ensuite d'examiner si les tensions normales résultant de M_1 , M_x et P n'atteignent, en aucun point d'une section de la tige, une valeur supérieure à celle admissible, en présence du changement de sens des forces et, par exemple, ne dépassent pas au total 300 kg pour du fer soudant ou fondu ordinaire. Il y a lieu en outre de vérifier l'importance de la flexion transversale mentionnée ci-dessus. En cas de besoin on doit augmenter h .

Comme le moment M_x (formule 489), augmente en se rapprochant de l'excentrique, on augmente aussi h dans ce sens et, la plupart du temps, on l'augmente même plus qu'il n'est nécessaire.

Pour des tiges d'excentriques rondes, à section circulaire, on substitue à la formule 495 :

$$P \leq \frac{\pi^2}{40} \frac{\pi}{64} \frac{1}{\alpha} \frac{d_m^4}{l^2} = \infty \frac{1}{80} \frac{1}{\alpha} \frac{d_m^4}{l^2}$$

Dans la construction des tiges d'excentriques et des tiges de tiroirs qui s'y joignent le plus souvent, on doit observer ce qui suit :

La somme des longueurs des deux tiges doit pouvoir se régler dans certaines limites déterminées en prévision de la construction, du montage et de l'usure (fig. 300, pl. 41).

L'articulation qui réunit les deux tiges doit être préservée le mieux possible de toute production de jeu. S'il en existe, il faut le supprimer en réglant les pièces, de façon que les sommes de longueurs mentionnées ci-dessus puissent rester invariables. La meilleure manière de réaliser la première condition consiste à employer de grandes surfaces d'appui, une matière dure, et à transmettre la pression, non point par les boulons, mais par les têtes d'articulation, que l'on introduit dans des portées taillées à la fraise.

D. GUIDES DU MOUVEMENT RECTILIGNE

Pour transformer un mouvement rectiligne en mouvement circulaire et réciproquement, il est nécessaire d'employer des éléments de machines dont le but consiste à maintenir dans sa direction et, par conséquent, à conduire en ligne droite, la partie animée d'un

d_m^4

mouvement rectiligne, le plus souvent une tige qui, ordinairement, est reliée à la première pièce oscillante ou tournante par l'intermédiaire d'un coulisseau.

Ce coulisseau, solidement relié à la tige, s'appelle *crosse* ou *traverse* et porte, soit le tourillon autour duquel tourne la pièce oscillante adjacente, c'est-à-dire la bielle, ou le coussinet dans lequel doit tourner le tourillon si celui-ci fait corps avec la bielle.

On peut obtenir le mouvement rectiligne :

- I. Par guidage dans des coussinets ou des boîtes,
- II. » sur des glissières spéciales au moyen d'une crosse (traverse),
- III. Au moyen de tiges articulées

I. Guides rectilignes à boîtes et à coussinets.

Les figures 303 et 304, pl. 41, représentent des guides de ce genre ; *aa* est la tige de piston ou de tiroir à conduire en ligne droite, *b* la boîte de fond, *c* la boîte de guidage, *d* la bielle dont l'extrémité de droite est mue suivant un cercle au moyen d'une manivelle. Comme on peut le voir, la tige guidée en ligne droite travaille ici à la flexion. On la fait, en conséquence, plus grosse que si tel n'était pas le cas. En outre, la boîte de fond et quelquefois aussi la boîte à étoupes subissent une pression latérale ayant pour conséquence une usure d'un seul côté. On doit, pour cette raison, donner aux boîtes le plus de longueur possible. Les guides de ce genre ne sont admissibles que si la pression latérale, supportée par la boîte guide, est peu importante.

Au lieu des boîtes *c*, non susceptibles de réglage, on peut disposer des coussinets réglables.

A cette catégorie de guides appartiennent aussi les *glissières de manivelle* usitées sur les pompes à vapeur, fig. 305, pl. 42.

Les tiges de pistons à vapeur et de pompes portent chacune une pièce transversale et ces pièces, réunies ensemble par couples, forment la glissière ou coulisse. La figure 305 montre cet assemblage effectué de deux manières. A gauche au moyen de simples boulons et d'écrous, auquel cas l'écartement exact des deux guides de coulisseau est déterminé par la pièce intermédiaire *a*. A droite l'assemblage est traversé par une tige dont l'objet consiste à transmettre immédiatement au cylindre à vapeur les forces provenant du cylindre de pompe et réciproquement. Si ces tiges doivent en même temps servir de guides rectilignes, on doit donner une grande valeur à la dimension désignée par *h*, autrement il se produit facilement un grippage latéral entre la tige et le guide.

Ordinairement il n'y a pas d'avantage à se servir des tiges pour le guidage, dans ce cas il faut naturellement laisser un jeu suffisant entre la surface de la tige et le cylindre creux *b*. La pression latérale de guidage agit alors sur les boîtes de fond et parfois sur les boîtes à étoupes. On rapproche les deux parties de la glissière en retirant les minces rondelles de métal placées entre ces parties et les pièces *a* et *b*. La figure 306, représentant un type de construction dû à la maison *Krauss et Comp.* à *Munich*, montre comment on peut rendre le coulisseau réglable. On doit apporter une attention toute spéciale au graissage du tourillon et des coulisses.

Pour déterminer les dimensions de la pièce transversale, il est de règle de ne pas se baser sur l'effort de flexion admissible, mais sur la flexion admissible, de manière à éviter le danger de coincement du coulisseau, ou la production d'un jeu trop considérable. Si le jeu entre les coulisses et le coulisseau était trop grand et dépassait l'épaisseur

des couches d'huile qui existent des deux côtés, il en résulterait des chocs (on peut voir, du reste, ce qui a été dit p. 555 et suivantes au sujet de la tranquillité de la marche).

Si l'on désigne par :

P la force à transmettre d'une tige de piston à l'autre,

$I = \frac{1}{12} b s^3$ le moment d'inertie de la section mo , fig. 305,

$2l$ l'écartement des assemblages des deux pièces transversales,

δ la flexion produite par P . fig. 426, d'une des deux pièces transversales supposées égales, cette flexion étant mesurée dans l'axe de la tige,

α le coefficient d'extension de la matière dont les pièces transversales sont composées, en supposant que les lignes limites mn des traverses correspondent à celles d'un solide d'égale résistance et que les deux pièces transversales puissent être considérées comme librement supportées (non encastées), on tire de la formule 38, p. 16 :

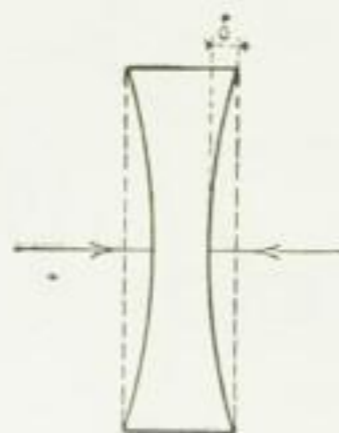


Fig. 426.

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{I} \alpha = 4 \alpha \frac{P l^3}{b s^3} = \frac{4}{3} \alpha k_f \frac{l^3}{s} \quad (496)$$

Si l'on admet 0,16 mm comme maximum de valeur admissible pour 2δ , on obtient :

$$b s^3 = 4 \alpha \frac{P l^3}{\delta} = 500 \alpha P l^3, \quad (497)$$

ce qui permet de déterminer ensuite les valeurs s et b en admettant un rapport $\frac{b}{s}$. Aux dimensions ainsi obtenues correspond un effort à la flexion k_f que l'on peut trouver au moyen de la formule :

$$\frac{P l}{2} = k_f \frac{1}{6} b s^2 \quad (498)$$

Si cet effort dépasse la mesure admissible en tenant compte des changements de direction des forces, on doit calculer b et s d'après la formule 498.

De la formule 496 on tire, avec $2\delta = 0,16$ mm, la relation :

$$k_f = \frac{3}{4} \frac{1}{\alpha} \frac{s \delta}{l^2} = \frac{3}{500 \alpha} \frac{s}{l^2}, \quad (499)$$

permettant de reconnaître que le calcul, avec une déformation admissible comme point de départ, ne peut être remplacé par un calcul basé sur une fatigue admissible de la matière. Il devient en même temps évident que l'acier doit être préféré au fer forgé, moins à cause de sa résistance supérieure (il s'agit ici du coefficient d'extension), qu'en raison du grain plus serré de sa surface, comme matière propre à l'exécution des glissières de pièces transversales.

En changeant de direction, la force P agira assez subitement et pourra, par suite, donner lieu à une flexion δ supérieure à celle qui résulte de la formule 496, dont le développement supposait une action statique de P . On a tenu compte en partie de cette circonstance en prenant pour base un solide limité par une courbe parabolique¹ et, en réalité,

¹ Comme, dans le cas dont nous nous occupons, ce n'est pas la fatigue de la matière, mais la déformation admissible qui sert de base à notre calcul, il n'est généralement pas avantageux d'adopter ici la forme d'un solide d'égale résistance donnant lieu à une flexion plus grande.

moins sujet à la flexion. Ordinairement, la formule 497 devra suffire avec $2\delta = 0,16\text{ mm}$. Si les forces des pistons donnent lieu à des chocs violents, et si le nombre de tours oblige à compter sur un développement complet des déformations, on peut conseiller de rester

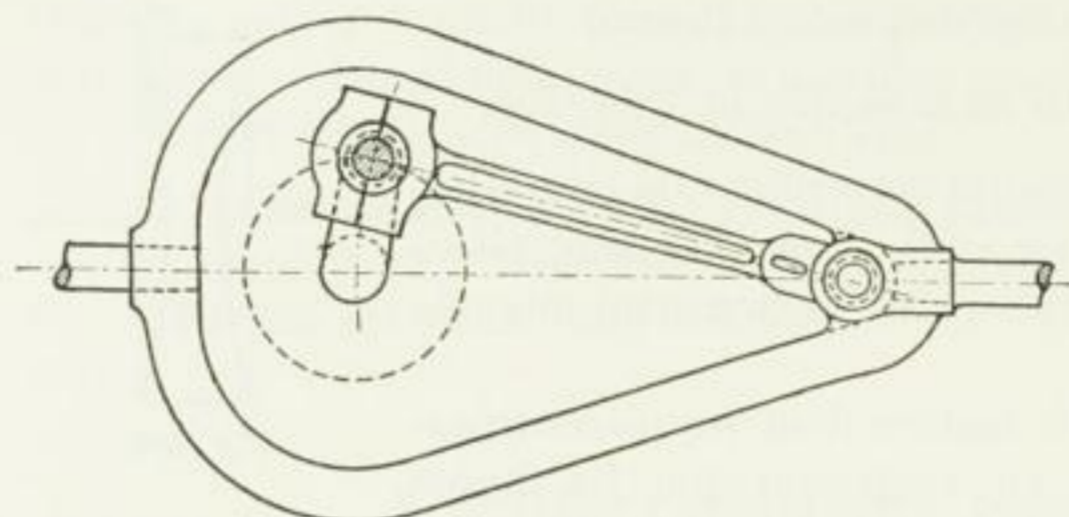


Fig. 427.

encore au-dessous de $0,16\text{ mm}$ pour la valeur 2δ qui doit être introduite dans la formule 496. La figure 307, pl. 42, représente la glissière à manivelle de Klein, exécutée en acier de moulage, et sur laquelle la coulisse d'une des traverses peut se régler à volonté. Il convient de citer aussi à cette place l'assemblage des deux tiges de pistons au moyen d'un étrier, comme le montre la figure 427. La demi-largeur de cet étrier est déterminée par la longueur de la manivelle et par la dimension, assez importante, de la moitié de la tête de bielle adjacente au tourillon de manivelle. Klein (brevet allemand n° 19981) construit maintenant une pièce de jonction (« élément de machine de Klein ») dont les deux branches principales sont situées dans des plans assez écartés l'un de l'autre pour que la tête de bielle puisse osciller entre elles. La largeur de l'étrier de jonction se trouve ainsi réduite,

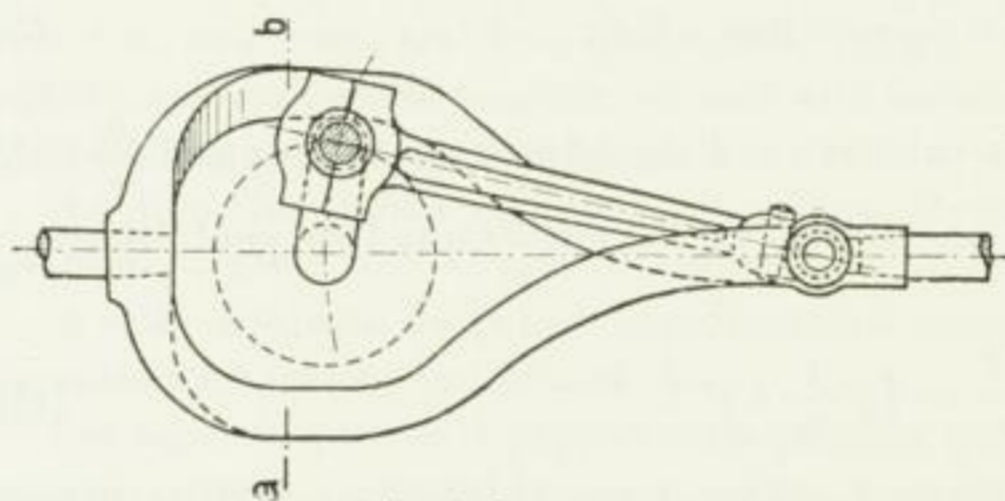


Fig. 428.

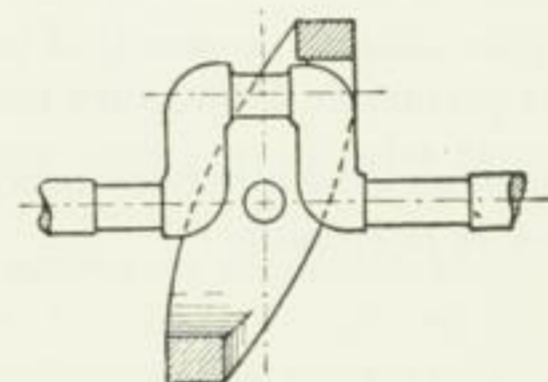


Fig. 429.

ainsi que la distance à laquelle l'axe du cylindre doit être placé par rapport au bâti ou à la plaque de fondation de la machine. C'est ce que les figures 428 et 429 permettent de voir nettement. La figure 308, pl. 42, montre la pièce de jonction de Klein, exécutée en acier de moulage.

II. Guides rectilignes à glissières spéciales et à crosse (ou traverse).

Si l'on désigne, en se reportant à la figure 430, par :

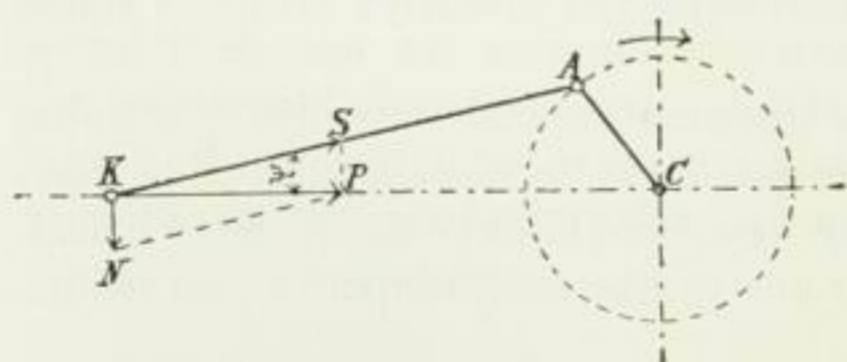


Fig. 430.

KC la direction dans laquelle il s'agit de guider la crosse K,

P l'effort de bielle agissant dans cette direction,

N la pression normale produite par P sur la glissière,

$l = \overline{KA}$ la longueur de la bielle,

$r = \overline{CA}$ la longueur de la manivelle,

on obtient :

$$N = P \operatorname{tg} \psi \quad (500)$$

La pression N sur la glissière augmente donc avec l'angle ψ , de zéro au commencement de la course elle atteint pour la plus grande valeur de ψ , c'est-à-dire d'après la page 538, en vertu de $\sin \psi = \frac{r}{l} \sin \varphi$, quand $\varphi = 90^\circ$, son maximum de valeur $P \frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}}$, qui, pour la proportion ordinaire $l = 5r$, n'est guère plus grand que $P \frac{r}{l}$ et diminue ensuite pour revenir à zéro à la fin de la course.

Si la force en jeu est fournie par la tige guidée en ligne droite, N est toujours dirigée de haut en bas pour la rotation à droite, fig. 430, pour la rotation à gauche, elle est toujours dirigée de bas en haut. Si, au contraire, c'est la bielle qui commande la crosse, la pression sur la coulisse prend une direction inverse. Il s'ensuit que pour un sens de rotation déterminé et pour un point de départ certain de la force, on n'aurait besoin que de la coulisse supérieure ou de la coulisse inférieure. En réalité, la dernière de ces conditions n'est pas remplie complètement, si l'on tient compte des éventualités, de sorte qu'il faut toujours disposer deux coulisses dont une seule, il est vrai, fonctionne ordinairement comme guide.

En raison de ce fait et si l'on tient compte de ce qu'il est plus facile de maintenir la matière lubrifiante sur la glissière inférieure que sur la glissière supérieure, si l'on tient compte en outre des remarques faites pages 558 et suivantes au sujet du changement de direction de la pression exercée sur les surfaces de glissement pendant le trajet de la crosse, on construit de préférence les machines de façon que la pression principale soit dirigée de haut en bas; c'est ainsi, par exemple, que l'on dispose les machines à vapeur en vue d'une rotation à droite, quand d'autres raisons ne plaident pas en faveur du contraire. Sur les pompes et les machines soufflantes, dont les tiges de pistons forment le prolongement des tiges de pistons à vapeur, le volant agit comme moteur pendant une partie de la course (voir p. 558 à 559). Ces machines doivent être construites, bien que tournant à droite, avec un guide supérieur assez puissant, et l'on doit en outre veiller à ce que la surface de la glissière supérieure puisse être bien graissée.

La pression totale V sur les glissières, abstraction faite du poids de la tige de piston ainsi que des effets de résistances au frottement, se compose de N (formule 500), de la partie du poids de la bielle qui agit sur la crosse, du poids de la crosse et de ses accessoires et enfin de la pression résultant de l'inertie de la masse de la bielle et que l'on peut déterminer en s'appuyant sur ce qui a été dit pages 546 et suivantes. Ces parties composantes peuvent être de signes différents, ce dont il faut tenir compte lors de leur composition.

Le guidage peut s'opérer dans le plan d'oscillation de la bielle, comme le montrent, par exemple, les figures 309 et suivantes, pl. 43, 316 et suivantes, pl. 45, ou la figure 326, pl. 42, ou dans deux plans parallèles à ce plan d'oscillation, comme on le voit sur le type de guidage représenté figure 327, pl. 44. Dans le premier cas on a deux surfaces de glissement; dans le second on en a quatre.

Ce sont l'aspect et les autres particularités de la machine qui déterminent le choix du type de guidage. Le plus souvent, on n'attribue pas d'influence à l'action du bras de levier x (fig. 310, pl. 43, fig. 326, pl. 42, fig. 327, pl. 44) sur le frottement de glissement R , frottement qui est moindre pour la dernière disposition que pour les premières¹. Cette influence

¹ Le moment Rx est équilibré par un couple de forces dont l'action influe défavorablement sur le frottement dans les glissières, ainsi que sur la régularité et l'importance de l'usure des surfaces glissantes. Cette influence est certainement considérable pour des types de construction comme celui de la figure 326, pl. 42.

est du moins négligée dans le cas des dispositifs représentés figures 309 (316) et 327. Le mode de guidage représenté figures 309 et 316 s'est répandu de plus en plus pour les machines à vapeur horizontales, surtout pour des raisons relatives à l'exécution et à l'aspect des machines.

Des deux types de construction figures 309 et 316, c'est au second que l'on doit donner la préférence, car il ne permet pas de flexions sensibles des glissières.

Les raisons relatives à l'exécution et au réglage qui peut devenir nécessaire en cas d'usure, ont plus d'influence sur la valeur de la forme des surfaces servant de guides que n'en a la grandeur du frottement R . Si, par exemple, on adopte — comme nous l'avons indiqué ci-dessus — la forme cylindrique figure 309 (316), à cause de la facilité avec laquelle on peut exécuter les surfaces des coulisses, par alésage, bien que cette forme occasionne un frottement un peu plus grand que la forme plane figure 327 ; beaucoup de constructeurs préfèrent la forme en ∇ , fig. 326, à cause de la facilité qu'elle offre pour le réglage, quand l'usure latérale le rend nécessaire ; cependant, cette forme de guide donne lieu à un frottement nécessairement plus considérable que celui des guides plans.

Le réglage peut s'opérer de deux manières, en rapprochant les deux coulisses correspondantes ou en écartant les pièces de la crosse pourvues de surfaces de glissement. L'emploi du premier moyen conduit, par exemple, avec le système de guidage figure 327, à réduire les pièces ou colonnes a ou bien à enlever de minces plaques de métal préalablement placées entre les points de jonction, de la manière déjà expliquée à propos de la glissière à manivelle, p. 590. Le second système exige soit un dispositif de réglage des pièces glissantes (semelles, mâchoires, coulisseaux), comme le montre, par exemple, la figure 326, soit l'interposition de plaques minces en métal, ainsi que le suppose la construction de la crosse figure 310, pl. 43.

Comme la valeur d'un appareil de réglage dépend de la personne qui s'en sert et peut même, quelquefois, devenir négative, on doit exiger de ces appareils que les précautions nécessaires à leur maniement dans de bonnes conditions soient en rapport avec les aptitudes moyennes du personnel que l'on peut employer au réglage. Et comme, sous ce rapport, les choses vont ordinairement d'autant mieux que l'on impose des précautions moins grandes, notre conclusion est qu'il ne faut employer les appareils spéciaux de réglage que si l'on a sous la main ou si l'on peut appeler des ouvriers capables d'en tirer parti. Il en est de même du raccourcissement de colonnes mentionné ci-dessus. L'enlèvement ou l'interposition de feuilles de métal peut plutôt être confié aux soins d'un mécanicien ordinaire. *En*

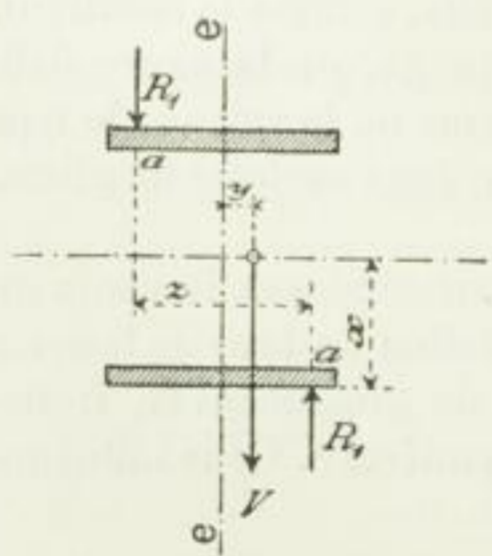


Fig. 431.

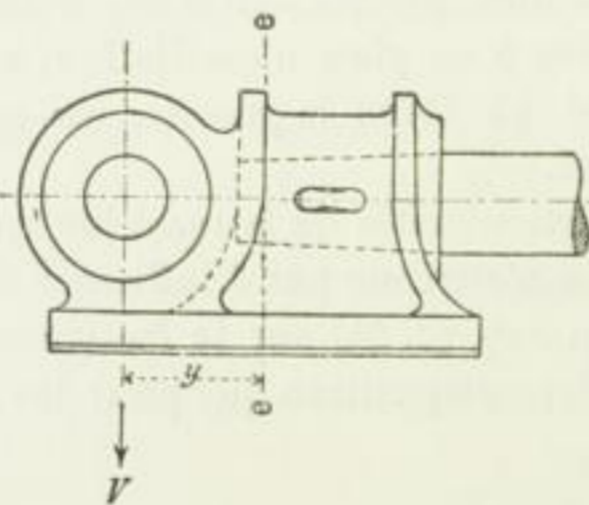


Fig. 432.

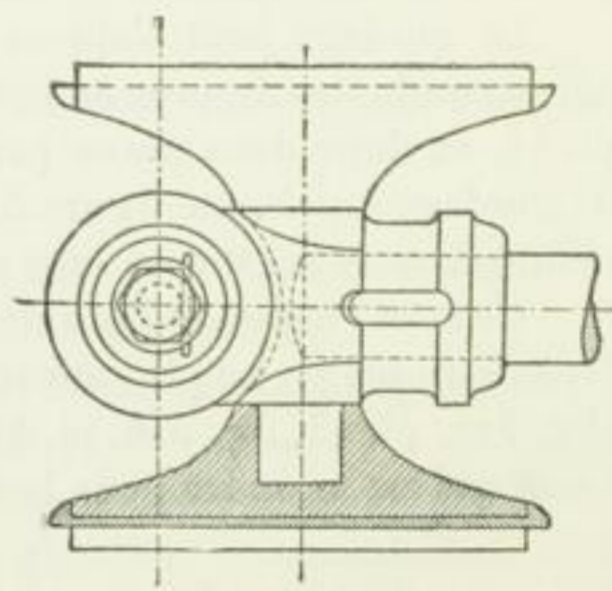


Fig. 433.

tous cas nous devons conseiller de rendre la nécessité du réglage aussi rare que possible, ce que l'on peut faire en réduisant la pression entre les surfaces glissantes. Pour les

moteurs à vapeur, sa plus grande valeur atteint ordinairement 2 à 3 kg¹ au plus (voir p. 593). kg/cm
T auf dem Tuffel
min Tuffel

On doit signaler comme défectueux les types de construction de crosses pour lesquels les axes de tourillons ne se trouvent pas dans les plans médians *ee*, fig. 431, 432 et 433, des surfaces de glissement et pour lesquels, par conséquent, le bras de levier *y* de la pression *V* sur la coulisse diffère de zéro. L'action du moment résultant *Vy* se fait sentir d'une manière aussi nuisible que celle du moment *Rx*, mentionné page 593¹.

Figurons-nous une crosse dont la surface glissante a une longueur *l* et une largeur *b*, et pour laquelle *y* = 0, abstraction faite de l'influence du frottement sur la coulisse, la pression sur l'unité de surface atteint $k = \frac{V}{bl}$ et est, par conséquent, égale pour tous les éléments. Si maintenant nous prolongeons, d'un côté, *l* d'une quantité égale à 2*a*, nous aurons *y* = *a* et la pression à l'unité de surface deviendra inégale. Avec l'exactitude que comporte l'application du théorème des flexions, formule 74, p. 23, au cas dont nous nous occupons, et dans les limites pour lesquelles cette application immédiate paraît admissible², le maximum de cette pression est :

$$k_1 = \frac{V}{b(l+2a)} + \frac{Va}{\frac{1}{6}b(l+2a)^2} = V \frac{8a+l}{b(l+2a)^2}$$

Comme $a \geq l$ n'entre pas en ligne de compte $\frac{1}{6}$, nous reconnaissons ainsi qu'avec $a > 0$ nous avons constamment $k_1 > k$. Cela démontre que le prolongement n'est pas avantageux à cause de son effet unilatéral. Il résulte de là que l'on doit avoir $a = 0$, et $y = 0$. 2)

C'est aussi un défaut, pour les machines qui font un grand nombre de tours, que d'avoir des crosses dont la masse est en grande partie portée sur un seul côté, de façon que le centre de gravité de la crosse soit notablement écarté de l'axe de la tige de piston. La figure 434 représente une construction de ce genre, analogue à ce que l'on voit assez fréquemment, par exemple, sur les locomotives américaines; l'écartement en question est indiqué en *y*. Les actions de masses produites par les alternances d'accélération et de ralentissement de la crosse donnent une résultante passant par le centre de gravité de cette même crosse, et dont la grandeur *F* est déterminée par les formules 466 ou 467, elles donnent en outre, à cause de l'écartement *y* par rapport à l'axe du tourillon de crosse, un moment basculant *Fy*. L'auteur a trouvé, pour une crosse de ce genre, un poids de 150 kg en nombre rond et *y* = 120 mm. Pour la course de piston de 600 mm et le nombre de tours par minute $n = 210$, la force de masse atteint d'après la formule 467, avec $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$

$$F = \left(\frac{210}{30}\right)^2 \cdot 150 \cdot 0,3 \left(\cos \varphi \pm \frac{1}{5} \cos 2 \varphi\right),$$

et pour $\varphi = 0$ sa plus grande valeur :

$$F_{max} = \left(\frac{210}{30}\right)^2 \cdot 150 \cdot 0,3 \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 2646 \text{ kg},$$

¹ Joppich (brevet allemand n° 54644, du 31 décembre 1889) adopte *y* si grand que la pression sur la coulisse ne s'exerce plus sur les surfaces d'appui, il fixe la tige de piston à la crosse de manière que cette tige puisse tourner (autour de l'axe situé dans le plan médian *ee*), la crosse forme ainsi un levier à deux bras chargé d'un côté par la pression (variable) sur la coulisse, de l'autre côté par le poids du piston et de sa tige, par ce moyen le piston est soulevé au-dessus de la paroi inférieure du cylindre qui doit, par conséquent, se trouver déchargée!

² On trouve plus de détails à ce sujet dans « *Elasticität und Festigkeit* », ouvrage publié par l'auteur, 1894 et 1898, § 45, art. c.

d'où l'on déduit le moment maximum basculant :

$$F_{max} \cdot y = 2646 \cdot 12 = 31\,752 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

Des efforts aussi grands peuvent exercer sur le guidage rectiligne, ainsi que sur les glissières, une action très nuisible.

Les crosses comme celle de la figure 332, pl. 49, ont naturellement aussi le défaut que nous venons de signaler, mais toutefois dans une mesure beaucoup moindre que la crosse de la figure 434. Quoi qu'il en soit, il sera bon, en général, avec les machines faisant un grand nombre de tours, d'accorder à la répartition des masses de la crosse l'attention nécessaire, si cette répartition venait à se produire d'un seul côté.

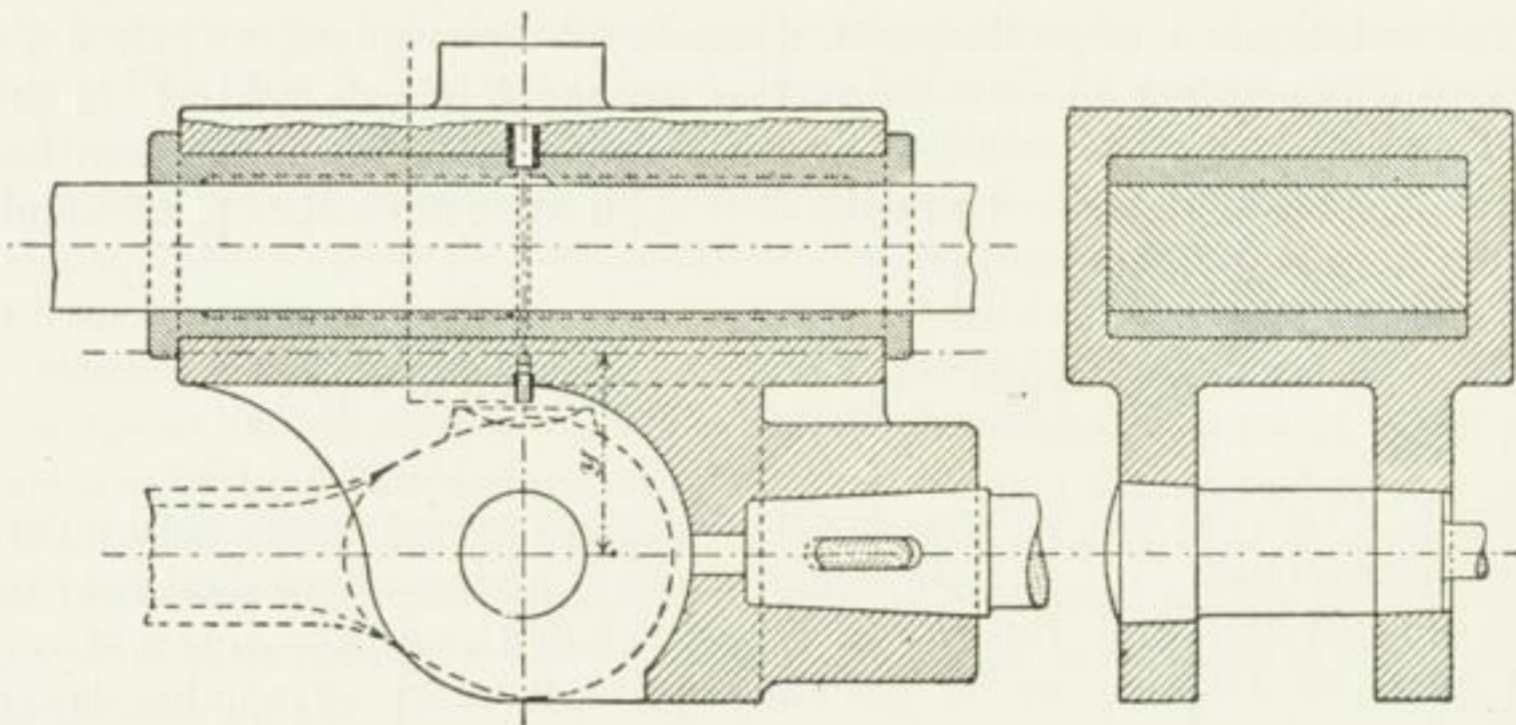


Fig. 434.

Le guidage rectiligne, représenté figures 309 et suivantes, pl. 43, du bâti Corliss (ainsi nommé parce qu'il est dû à *Corliss*), offre le grand avantage d'assurer d'une manière simple, grâce à l'alésage des surfaces de glissières et des surfaces de centrage adjacentes au cylindre, la concentricité du cylindre et du guide. On doit adopter pour la pièce qui porte le guide et avec laquelle, d'une part, le palier de manivelle est venu de fonte ; tandis que, d'autre part, cette pièce est boulonnée avec le cylindre, des dimensions assez largement mesurées pour qu'il ne puisse se produire aucune déformation (flexion élastique) qui, nécessairement, nuirait à la marche de la machine ¹. Les forces qui doivent servir de base

¹ L'auteur a eu plusieurs fois l'occasion d'observer des constructions très défectueuses à cet égard et dont les flexions de glissières étaient perceptibles à l'œil, d'une distance de plusieurs mètres. On cherche alors à supprimer ce défaut en ajoutant en *a*, fig. 309, un patin supplémentaire destiné à soutenir les glissières. Si la longueur de ce patin correspond exactement à la distance qui existe entre les surfaces à soutenir et le sol, il arrive ce qui suit quand on met la machine à vapeur en service. Par suite de l'échauffement considérable du cylindre à vapeur et de son pied, le côté du bâti-guide adjacent au cylindre se soulève d'autant plus que la distance de l'axe du cylindre au-dessus de la base est plus grande et que le cylindre est plus chaud. (Pour cette même raison il se produit ordinairement, sur les machines à deux cylindres, un soulèvement plus grand du cylindre à haute pression que du cylindre à basse pression). Comme le patin supplémentaire, en *a*, reste naturellement beaucoup plus froid, la partie soutenue *a* du guide rectiligne se sépare de son appui, et cela d'autant plus que l'axe de la machine est plus élevé au-dessus de la fondation. La glissière soutenue quand la machine est froide ne l'est plus pendant que cette machine fonctionne. Il résulte de là que, pour soutenir le bâti pendant la marche, il faut donner au patin supplémentaire une longueur ou hauteur telle que le guide se trouve, lorsque la machine est froide, un peu fléchi de bas en haut. Les tensions qui se produisent alors dans la fonte ne permettent évidemment pas de trop faire dans ce cas. On peut obvier à cet inconvénient en disposant un coin réglable entre la base supplémentaire et la poutre qui porte le guide rectiligne.

Une faible épaisseur *s* du guide rectiligne (coupe *c d*, pl. 43) fait céder de plus en plus la matière

au calcul sont essentiellement : la pression V sur la glissière, la force P qui agit dans l'axe du cylindre et la pression P_1 sur le coussinet. Le bras de levier m , fig. 311, pl. 43, mérite aussi une attention particulière, ainsi que, parfois, la force de masse mentionnée p. 560 et suivantes, qui tend à déplacer toute la machine et, par conséquent, à se transmettre à la fondation par l'intermédiaire des tirants. Il en est de même pour le moment $(P_1 - P) m$, résultant de ce que le palier de manivelle subit une pression P_1 plus grande que la force P qui agit dans l'axe du cylindre.

L'échappement de l'huile que la crosse pousse devant elle est empêché par des rebords vissés ou venus de fonte. Comme V est dirigé de haut en bas, le mode indiqué d'introduction de l'huile suffit pour la coulisse supérieure.

La crosse porte une semelle en fonte sous laquelle on peut interposer de minces lames de métal, afin d'obtenir une compensation de l'usure qui vient à se produire. En raison du changement de sens de la force, le tourillon et la tige du piston doivent être fixés à la crosse par des assemblages à tension. Les figures 309 et suivantes, pl. 43, ainsi que les figures 316 et suivantes, pl. 45, montrent comment s'opère le graissage du tourillon et celui des glissières.

La figure 328, pl. 42, représente un guidage qui a lieu seulement au-dessous du tourillon de crosse. Il est admissible pour de petites machines quand la pression sur la coulisse agit de haut en bas.

La figure 329, pl. 42, montre en coupe la crosse d'une locomotive et les barres qui lui servent de guides ¹.

La figure 330, pl. 48, représente une crosse avec appareil de réglage par clavettes. Le serrage des écrous de clavettes fait avancer les semelles pourvues de surfaces de glissement. Le graissage régulier de la surface du guide supérieur s'obtient au moyen de bandes de feutre aa , fixées aux extrémités latérales de la crosse par des bandes de métal assujetties au moyen de vis. Cet appareil n'est naturellement nécessaire que si la surface de la coulisse supérieure subit des pressions importantes ; comme tel est le cas, par exemple, avec les machines à pomper, etc., mentionnées plus haut.

Les dessins figure 326, pl. 42, montrent un système de guidage rectiligne autrefois en usage pour les petites machines à vapeur verticales. Le réglage des semelles glissantes en bronze s'obtient au moyen de clavettes maintenues à leur place par des vis de serrage. Un inconvénient de ce type de construction consiste en ce que le bras de levier x , du frottement sur les coulisses, est assez considérable. La forme des surfaces de coulisses offre l'avantage, déjà signalé plus haut, de permettre aussi la compensation de l'usure latérale.

La crosse de la figure 331, pl. 48, possède, à la place du tourillon, un coussinet et exige en conséquence une tête de bielle pourvue d'un tourillon, comme celle dessinée figure 289, pl. 40. Les boulons du chapeau doivent s'introduire de dedans en dehors.

Avec cette bielle on emploie ordinairement, sur les machines dites pilon, de la marine,

lors de l'alésage, de g vers e , c'est-à-dire que la surface de la coulisse efg s'écarte, en faisant ressort, de la lame en acier de l'alésage, et cela d'autant plus que les éléments de surface s'éloignent davantage de e et sont situés plus près de f . En pareils cas, la crosse glisse surtout sur le côté extérieur fg de la coulisse efg et donne facilement lieu à une élévation de la température de cette coulisse.

Il résulte de ce qui vient d'être dit qu'il ne faut pas, en déterminant les dimensions de la poutre servant de guide rectiligne, mesurer la matière avec parcimonie, et que le type de construction figures 316 et suivantes, pl. 45, mérite certainement la préférence sur celui des figures 309 et suivantes, pl. 43.

¹ Heusinger von Waldegg, *Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik* (Manuel de technique spéciale des chemins de fer), III vol., Leipzig, 1875, pl. XXVII, fig. 9.

e
1

une crosse figure 332, pl. 49¹, n'ayant de surfaces de glissement que sur un seul côté du tourillon de crosse. Des crosses semblables ont occasionné plusieurs fois de graves accidents par suite de la rupture de leurs boulons ; à plusieurs reprises, l'auteur a eu l'occasion de s'occuper de rupture de ce genre.

Sous l'action de la charge, le chapeau de coussinet, fig. 435, perd sa forme droite et prend celle de la figure 436 — représentée d'une manière exagérée. Par suite de cette défor-

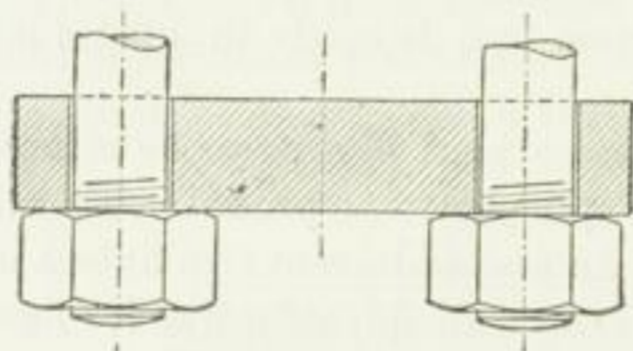


Fig. 435.

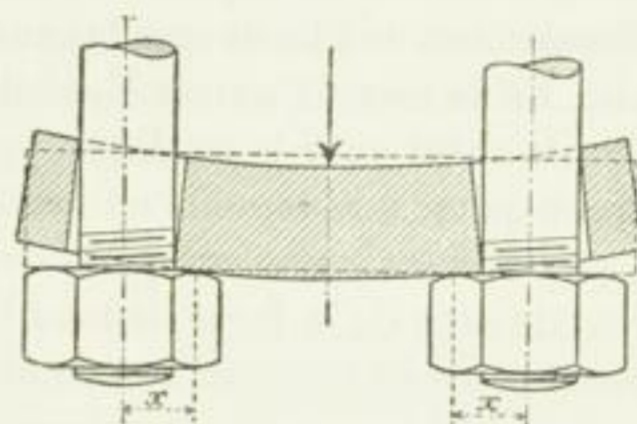


Fig. 436.

mation, les écrous des boulons et les boulons eux-mêmes se trouvent chargés d'un seul côté. Si x est le bras de levier sur lequel la charge agit maintenant, on obtient pour les boulons, en sus de l'effort P , à la traction, un moment fléchissant $P x$.

Si, par exemple, x atteint la moitié du diamètre d du noyau du boulon², l'effort résultant de la flexion s'élève à :

$$\tau = \frac{P \cdot 0,5 d}{\frac{\pi}{32} d^3} = 4 \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2},$$

c'est-à-dire au quadruple de l'effort de traction occasionné par P , le seul dont on tienne compte pour déterminer le diamètre des boulons.

On doit donc, à la rigueur, donner au chapeau de coussinet une épaisseur assez grande pour qu'il ne s'y produise pas de flexion notable dans les conditions exposées ci-dessus ; ce qui exige souvent des dimensions très importantes, si l'on tient compte de la charge dynamique résultant, pour ce chapeau, de la pression du tourillon et du fort serrage que l'on est fréquemment obligé de donner aux écrous des boulons qui maintiennent le chapeau du coussinet, avant la mise en service de la machine. On adopte en outre pour plus de sûreté — également à cause de la charge dynamique — une matière aussi tenace que possible (fer tenace à rivets), pour les boulons et l'on a soin que l'effort de la bielle à la traction leur impose une charge au plus égale à 600 kg/cmq, environ et moindre s'il se peut. En recourant

¹ Cette crosse appartient aux machines de 400 chevaux dont il a été question dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 130 et suivantes, à propos de plusieurs accidents qui leur sont arrivés. Les crosses des machines de 200 chevaux, à deux cylindres, sont construites d'une manière tout à fait analogue : diamètre de tourillon 80 (pour 400 chevaux 110), longueur de tourillon 160 (au lieu de 218), distance des deux boulons de coussinet 150 (au lieu de 200), diamètre des boulons 1 1/2" anglais, 38 mm (au lieu de 1 7/8") 47,6 mm, épaisseur du chapeau de coussinet 40 (au lieu de 54), largeur de ce chapeau 90 (au lieu de 120). D'après la source indiquée, les boulons étaient faits en acier, leurs filets étaient taillés à angles vifs et ils devaient, quand le piston exerçait toute sa force, travailler à la traction à raison de 900 à 1000 kg/cmq. Ces boulons s'étant brisés à plusieurs reprises — en occasionnant des avaries très importantes — on fit naturellement à ce propos, dans une mesure suffisante, les suppositions basées sur les démonstrations qui suivent les lignes ci-dessus.

² Pour des constructions comme celle de la figure 332, pl. 49, en supposant que l'écrou ne porte pas au fond de la cavité, ou pénètre dans le métal de la surface d'appui, par suite de la petitesse de cette surface, x peut devenir notablement supérieur à 0,5 d .

à l'acier de grande résistance, ce à quoi peut conduire le désir d'obtenir une résistance proportionnelle des boulons, on augmente d'autant plus les chances de rupture qu'un serrage énergique des boulons — souvent impossible à éviter — donne facilement lieu à une pression unilatérale qui, surtout quand le chapeau a des contours rectilignes (fig. 332, pl. 49) peut conduire à imposer aux deux boulons des fatigues très inégales¹. Cette inégalité peut encore être augmentée par l'influence des différences de température qui se produisent en cas d'échauffement du coussinet.

Les figures 327, pl. 44, représentent un guide rectiligne à quatre coulisses. Les coulisseaux sont montés sur les extrémités du tourillon de crosse prolongé et glissent sur les barres fixées à la plaque de fondation. Le réglage de la coulisse supérieure peut, comme nous l'avons déjà remarqué, s'obtenir en raccourcissant les pièces *a*, en forme de colonnes, ou en enlevant des feuilles de métal, interposées quand la machine est neuve, à mesure des progrès de l'usure. Les figures 333, pl. 42, donnent la pièce servant de guide (patin porteur) placée par *Riedler* sur les machines soufflantes entre le cylindre à vapeur et le cylindre soufflant, et aussi derrière ce dernier².

III. Guidage au moyen de tiges articulées.

Le *balancier à parallélogramme de Watt* forme le mode de guidage le plus employé dans ce cas. La figure 437 montre ce mécanisme pour une machine de *Wolf*. Le parallélogramme sert, en ce cas, à guider les tiges des deux pistons à vapeur et celle du piston de la pompe à air. En *D* se projette l'axe autour duquel tourne le balancier de longueur $\overline{DA} = \overline{DH} = \overline{DA_1} = l$, en parcourant l'angle $\angle ADA_1$. Le guidage rectiligne de la tige de piston du gros cylindre s'opère dans la direction $E E_1$, celui du petit cylindre suivant la ligne $K K_1$ et celui de la pompe à air dans la direction $L L_1$. La course du grand piston, dont la tige est suspendue en E_1 doit être égale à la corde $\overline{AA_1} = s$. $E E_1$ doit alors partager par moitié la hauteur de la flèche HJ . La longueur des *tiges de suspension* $\overline{AE} = \overline{A_1 E_1}$ peut être, en moyenne, égale à $\frac{s}{2}$, on peut prendre $l = 1,5 s$ à $2 s$ pour longueur du balancier. Après avoir fixé de cette manière le point E ou E_1 , on tire la ligne ED ou $E_1 D$, les points d'intersection K et L , et $K_1 L_1$ de cette ligne avec les directions $K K_1$ et $L L_1$ donnent les points de suspension des deux autres tiges de pistons. Les lignes $\overline{BK F} = \overline{B_1 K_1 F_1} = \overline{CL G} = \overline{C_1 L_1 G_1} = \overline{AE} = \overline{A_1 E_1}$ tracées parallèlement à AE et $A_1 E_1$ par K et K_1 , et L et L_1 , donnent les deux autres tiges ou barres de suspension, en reliant les points $E F G$ et $E_1 F_1 G_1$, on a le dernier côté du parallélogramme $A C E G$ et $A_1 C_1 E_1 G_1$.

Si, maintenant, on dessine encore le parallélogramme dans sa position médiane, c'est-à-dire en $H P O N$, on obtient l'axe de rotation M du *contre-guide* $\overline{MG} = \overline{MN} = \overline{MG_1}$ qui conduit les points G et G_1 , au centre du cercle déterminé par G , N et G_1 .

Si l'on fait $\overline{DC} = \frac{\overline{AD}}{2}$, M tombe dans la direction $E E_1$.

D'après ce qui précède, les parties dont se compose un parallélogramme de ce genre sont :

¹ Il semble préférable, pour cette raison, de donner aussi aux chapeaux une forme ronde (voir aussi fig. 295, pl. 40).

L'auteur a pu établir, dans un cas, que le mécanicien, immédiatement avant la mise en train suivie peu de temps après de la rupture d'un boulon, avait serré l'écrou de ce boulon.

² *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884, p. 3.

1. Les trois *crosses*, placées aux extrémités supérieures des trois tiges de pistons à conduire en ligne droite, et réunissant ces tiges au parallélogramme proprement dit. Les axes des tourillons de ces crosses ou traverses se projettent en $E_1 K_1 L_1$.

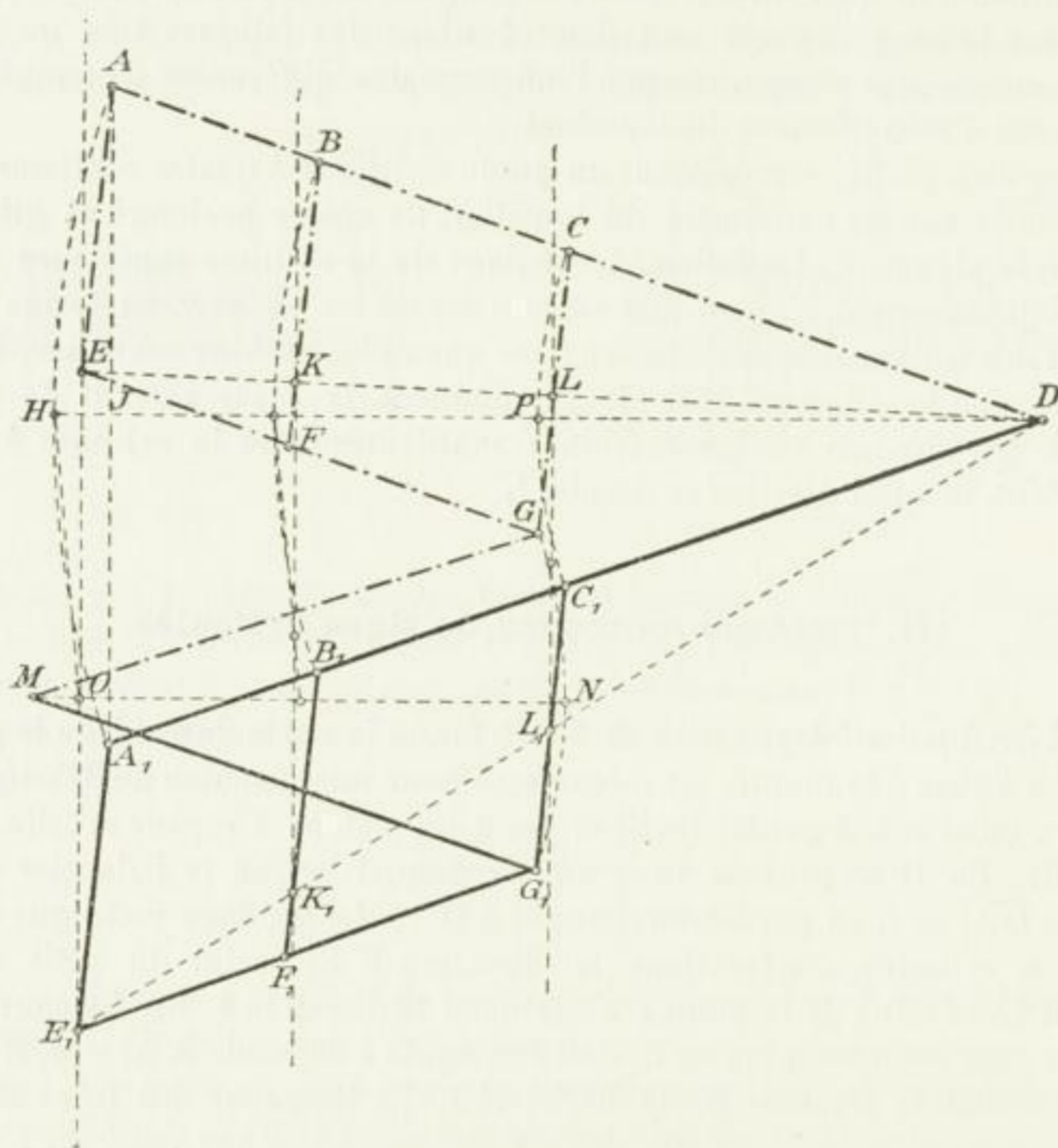


Fig. 437.

2. Les trois paires de *tiges* ou *barres* $A_1 E_1 B_1 F_1$ et $C_1 G_1$.
3. Le *balancier* $D A_1$, avec les trois paires de tourillons A_1, B_1 et C_1 .
4. Deux *bielles de jonction* $F_1 F_1 G_1$, formant chacune le côté inférieur d'un parallélogramme.
5. Deux *pièces transversales* servant à réunir les deux parallélogrammes aux points F_1 et G_1 , la pièce transversale médiane, qui se projette en F_1 peut être supprimée si les deux bielles mentionnées à l'art. 4 sont pourvues de tourillons pour les coussinets inférieurs de la paire médiane de tiges de suspension.
6. Deux *contre-guides* $M G_1$.
7. Deux *tourillons* M pour les contre-guides. On peut concevoir ces tourillons comme se trouvant reliés d'une manière immuable aux cylindres à vapeur et aux paliers du balancier.

Les figures 334 à 337, pl. 49 et 48, montrent les pièces citées à l'art. 1 ; les figures 334 ou 335 représentent la traverse de la tige du grand piston à vapeur. La figure 336 représente celle de la tige du petit piston à vapeur et la figure 337 celle de la tige du piston de pompe à air. La forme coudée de cette dernière traverse est nécessaire pour le balancier qui

61

exige de la place. En raison du changement de sens de la force, les assemblages des tiges avec les traverses doivent être à tension.

Le calcul d'une traverse de ce genre s'opère de la manière suivante. Soit à transmettre la force de bielle $P = 10\,000$ kg, le diamètre de la tige de piston, exécutée en acier de moulage est $d = 82$ mm (fig. 334). A cause des tourillons, nous adoptons l'acier fondu comme matière de la traverse et nous admettons une pression par unité de surface égale à 45 kg/cm² entre ces tourillons et les coussinets des tiges de suspension. En tenant compte du faible mouvement du tourillon et du changement de sens de la pression, cette valeur est faible mais elle paraît largement suffisante eu égard aux changements de longueur géométrique produits par l'usure des parties du parallélogramme. On a par conséquent, et en supposant que la longueur des tourillons $l_3 = \frac{5}{4} d_3$:

$$5000 = 45 \cdot \frac{5}{4} d_3^2,$$

$$d_3 = \sqrt{88,89} = 9,5 \text{ cm},$$

$$l_3 = 9,5 \cdot \frac{5}{4} = \approx 12 \text{ cm}.$$

La fatigue k_f de la matière est d'après cela :

$$\frac{12}{2} \cdot 5000 = k_f \cdot 0,1 \cdot 9,5^3.$$

$$k_f = 350 \text{ kg}.$$

Le diamètre d_4 avec une hauteur d'épaule de 15 mm est :

$$d_4 = 9,5 + 2 \cdot 15 = 125 \text{ mm}.$$

On admet une épaisseur de 15 mm pour le collet extérieur et de 10 mm pour le colle intérieur. La largeur des parties cylindriques d_5 , mentionnés à l'art. 4 et qui servent de tourillons aux biellets de jonction dessinées figure 343, pl. 50, atteint 50 mm. De là résulte :

$$5000 (6 + 1 + 5) = 50 d_5^3,$$

$$d_5 = \sqrt[3]{1200} = 10,6 \text{ mm},$$

$$5000 \cdot 20,5 = 50 d_6^3,$$

$$d_6 = \sqrt[3]{2050} = 12,7 \text{ cm},$$

Pour satisfaire la vue, nous augmentons convenablement d_6 et adoptons $d_6 = 150$ mm.

L'assemblage de la tige du piston avec sa traverse se calcule d'après les indications données pages 90 et suivantes au sujet des assemblages à clavettes.

Les *barres de suspension* mentionnées à l'art. 2 sont représentées par les figures 338 à 341, pl. 49 et 50. Leur calcul s'opère de la même manière que celui des têtes de biellets.

L'écartement des tourillons change quand on rapproche les coquilles des coussinets. Si cela ne doit pas arriver, il faut construire les barres conformément à la figure 339.

Le balancier désigné à l'art. 3 peut être exécuté en fonte ou en fer forgé. Les figures 342, pl. 50, montrent un balancier en fonte, la figure 347, pl. 51, en représente un en fer forgé ; le premier de ces balanciers n'a qu'une flasque (cloison médiane), le second en a deux.

Les balanciers en fonte sont avantageux pour les petites et moyennes machines, en sup-

cm

posant que les forces n'agissent pas par chocs. Pour les machines de grandes dimensions ou soumises à des chocs violents, la fonte semble trop peu sûre, surtout à cause de l'influence de ses tensions, qui augmente avec les dimensions. Cette circonstance est aussi la cause pour laquelle on fait de grands balanciers en deux moitiés (symétriquement disposées par rapport au plan d'oscillation), c'est-à-dire avec deux flasques, quand on est obligé d'adopter la fonte comme matière de construction.

La fatigue admissible pour la fonte soumise à la flexion peut se déterminer d'après les indications des pages 39 et suivantes. On adopte le plus souvent $\frac{l}{3}$ pour hauteur du balancier au milieu. En déterminant la forme de cette pièce on doit veiller à réduire autant que possible les tensions dans la fonte.

Les tourillons doivent se fixer au balancier au moyen d'un assemblage à tension. La manière la plus simple de satisfaire à cette condition consiste à employer une clavette plate comme celle de la figure 342.

Il est plus sûr de se servir de balanciers en fer forgé, dans la construction desquels on ne doit pas perdre de vue la nécessité de donner à ces pièces, non seulement la résistance suffisante, mais aussi toute sécurité contre des déformations inadmissibles (flexions, vibrations). En raison du changement de direction de la force on doit procéder, dans la disposition de la rivure, conformément à ce qui a été dit à l'art. β , p. 166 et suivantes.

Deehen
Le balancier représenté figure 347, pl. 51, fait partie de la machine élévatoire de 150 chevaux, à double action, de la mine de houille de *Deehen*, près *Saarbruck*¹. Comme on peut le voir, chacune des deux flasques se compose de deux tôles superposées et dont les plaques sont disposées de façon que les joints d'une couche de tôle croisent, à angle droit, ceux de l'autre couche. Afin d'obtenir un frottement aussi grand que possible, on a réuni les diverses tôles au moyen de rivures à couvre-joint. Pour la satisfaction du coup d'œil, de faux couvre-joints ont été ajoutés à ceux qui servent réellement à l'assemblage.

Les figures 343 ou 345, pl. 50, montrent les deux bielles de jonction mentionnées à l'art. 4. Le premier type d'exécution (fig. 343) s'emploie en cas de suppression de la traverse médiane signalée à l'art. 5, et à laquelle on substitue un tourillon *a* ; le second type d'exécution (fig. 345) sert quand la traverse susdite est conservée.

Les figures 344, pl. 49, font connaître la traverse intérieure. Aux tourillons *b b* se rattachent les contre guides représentés sur la figure 346, pl. 50, dans les trous *c c* sont introduits les tourillons *e e* des bielles de jonction dessinées figure 343, pl. 50 ; ces tourillons sont maintenus par des écrous ; les tourillons *d d* sont entourés par les coussinets inférieurs des barres internes de suspension.

La traverse médiane, quand elle existe, a la même forme, il ne lui manque que les tourillons *b b*.

¹ A. Hörmann, *Die neuen Wasserhaltungsmaschinen*, etc. (Les nouvelles machines élévatoires). Berlin, 1874.

CHAPITRE VII

ÉLÉMENTS DES MACHINES DESTINÉES A RECEVOIR ET A TRANSPORTER LES FLUIDES

A. CYLINDRES

La notion du *cylindre* résulte de ce qui a été dit, p. 504, au sujet du piston : le cylindre est le tube, en forme de cylindre circulaire, dans lequel se meut le piston.

C'est ordinairement en fonte, quelquefois aussi en acier de moulage, que se font les cylindres ; dans des cas particuliers on emploie du bronze ou un autre alliage en rapport avec les conditions auxquelles il s'agit de satisfaire. On ne recourt toutefois à ces matières plus coûteuses que si les propriétés chimiques du fluide ne permettent pas d'employer la fonte, si l'on doit, avant tout, s'efforcer d'obtenir des dimensions réduites ou de la légèreté, ou si la fonte ne semble pas assez résistante comparativement aux forces mécaniques en jeu. Le métal forgé (fer soudant ou fondu, acier), ne trouve que par exception son emploi pour les cylindres.

La fonte à employer pour les cylindres doit être compacte, pas trop douce et à grain serré. Pour obtenir une fonte à grain serré, il est presque toujours nécessaire de couler avec une tête perdue, ou masselotte, de hauteur et de section suffisantes pour que le refroidissement se produise réellement en dernier lieu dans cette masse supplémentaire.

I. Cylindres de pompes et de presses.

La figure 229, pl. 34, montre un cylindre simple, en fonte, pour pompe. L'évacuation du liquide doit s'opérer au point le plus élevé, c'est-à-dire que la soupape de pression doit être disposée au sommet du cylindre, afin que l'air contenu ou pénétrant dans ce dernier puisse toujours s'échapper ¹.

¹ L'air enfermé dans le cylindre réduit la hauteur de laquelle on peut aspirer l'eau en pratique, et conséquemment le rendement de la pompe, tout en nuisant à la tranquillité de la marche. Voir, à ce sujet, § 4, § 6 et § 8 de l'ouvrage de l'auteur : « *Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen* » (Bases générales pour la construction des pompes à piston), appendice à « *Die Konstruktion der Feuerspritzen* » (La construction des pompes à incendie), Stuttgart, 1883.

Le diamètre $2 R_i$, dans l'hypothèse que l'eau à son entrée dans le cylindre trouve, entre la paroi de ce dernier et le piston, une section de passage au moins égale à celle du tuyau d'adduction, se détermine au moyen de la relation :

$$\left(\frac{\pi}{2} d_1 + 2 \cdot 0,5 d_1\right) (R_i - r) \geq \frac{\pi}{4} d_1^2,$$

$$R_i \geq r + \frac{\pi}{2(2 + \pi)} d_1 = r + 0,3 d_1 \quad (501)$$

Si l'on tient compte des conditions d'exécution, transport et montage, il est nécessaire de donner à un cylindre de ce genre, *quand il ne doit pas être alésé*, une épaisseur de paroi d'au moins :

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{D}{50} + 10 \text{ mm, quand le cylindre est coulé verticalement} \\ s &= \frac{D}{40} + 12 \text{ mm, } \quad \text{»} \quad \text{»} \quad \text{horizontalement} \end{aligned} \right\} \quad (502)$$

Dans cette formule, D exprime le diamètre intérieur du cylindre en millimètres.

La pression intérieure exige une épaisseur de paroi déterminée au moyen des formules 124 et 125, p. 34. Pour tenir compte de la possibilité d'un dérangement du noyau nous posons, d'après la formule 124 :

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k_t + 0,4 p_i}{k_t - 1,3 p_i}} + a, \quad (503)$$

égalité dans laquelle on peut admettre a pour environ 3 à 6 mm¹.

Pour le choix de l'effort k_t admissible pour la matière, il faut considérer que les cylindres de pompes sont assez fréquemment exposés à des chocs. Plus les conséquences d'une rupture peuvent avoir d'effets nuisibles, plus les chocs susceptibles de se produire sont considérables, moins il faut donner de valeur à k_t en l'introduisant dans le calcul². On part

¹ Au sujet de l'affaiblissement notable que le cylindre peut subir à l'endroit adjacent à une tubulure, voir les résultats de deux expériences de l'auteur dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 868 et suivantes.

² Pour des cylindres creux à paroi épaisse, la fatigue de la matière est notablement plus grande à la périphérie intérieure qu'à l'extérieur, de façon que la matière du cylindre située vers l'extérieur est d'autant plus mal utilisée que le cylindre est plus épais. Si maintenant la matière possède un coefficient d'extension (p. 2) variable et susceptible d'augmenter quand la tension augmente, de façon que cette matière cède de plus en plus, à mesure qu'elle est soumise à un effort plus considérable, comme cela arrive avec la fonte, cette inégalité de la fatigue de la matière ne se manifeste pas à un degré aussi élevé que celui indiqué par le calcul basé sur l'invariabilité de la fatigue de la matière. D'autre part, avec la fonte, l'influence de la croûte entre aussi en compte (voir la note au bas de la page 40). Si cette couche, qui a moins de flexibilité, constitue la surface intérieure, elle doit produire une diminution de la résistance. Par l'alésage — en supposant que la nécessité d'obtenir l'étanchéité en présence du liquide permette de travailler la surface intérieure — on augmenterait la résistance, toutes les autres conditions restant égales (voir § 58 « *Elasticität und Festigkeit* », particulièrement p. 343 et suivantes de la première édition, p. 371 et suivantes de la seconde, ou p. 503 et suivantes de la troisième).

Certaines différences de température peuvent aussi avoir de l'influence. Si, par exemple, le cylindre creux à paroi épaisse est rempli d'un liquide froid et entouré d'un liquide chaud, cette différence de température implique un accroissement de tension par traction à l'intérieur, c'est-à-dire à l'endroit où la fatigue de la matière est à son maximum. Si c'est le liquide intérieur qui a la température la plus élevée, la différence de température a une influence inverse.

On ne doit pas perdre de vue ces conditions quand il s'agit du choix de k_t (voir aussi le dernier paragraphe de l'art. 3, p. 35).

alors avec k_1 , quand les circonstances le permettent, de charges bien inférieures à celles qui, autrement, semblent admissibles (p. 39 et suivantes).

Il convient de conserver la plus grande des deux épaisseurs de paroi résultant des formules 502 et 503.

Les cylindres auxquels un *alésage* donne une forme exactement cylindrique doivent conserver cette forme pendant leur fonctionnement pour que le piston puisse former obturateur ; ils doivent en outre pouvoir être alésés de nouveau une ou deux fois quand ils viennent à s'user ; il faut donc augmenter l'épaisseur de leur paroi en ajoutant environ 3 à 5 mm aux valeurs de 10 mm à 12 mm, contenues dans la formule 302, tandis que l'on adoptera, dans la formule 503, environ 8 à 16 mm pour la valeur a .

On double quelquefois de bronze les cylindres en fonte des pompes dont on veut rendre la surface intérieure moins sensible aux actions chimiques des liquides à élever. Naturellement un cylindre ainsi composé n'a sa raison d'être que si l'on ne peut en faire un tout en bronze, dans des conditions à peu près égales de bon marché.

Pour ce qui concerne l'épaisseur des *couvercles* ou *fonds* de cylindres, nous ferons remarquer ce qui suit.

Soit un tuyau à brides, fig. 438, en forme de cylindre circulaire et couvert d'un plateau à sa partie supérieure. Si l'on place et serre les boulons de bride, fig. 439, le plateau

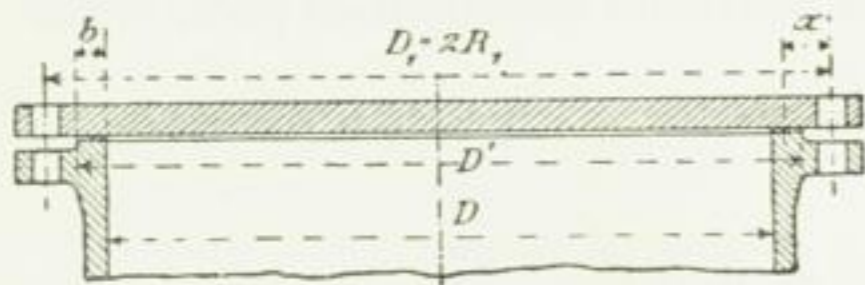


Fig. 438.

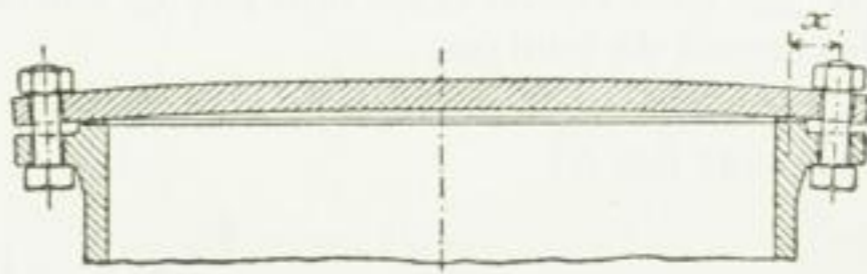


Fig. 439.

fléchit et se courbe d'autant plus qu'il y a une plus grande distance x entre les boulons et les points d'obturation, c'est-à-dire la ligne de pourtour sur laquelle on peut admettre que se concentre la pression de butée de l'anneau de garniture. La valeur totale de cette pression, tant qu'il n'y a pas d'autres forces en jeu, est naturellement égale à la somme des efforts exercés par les boulons. Nous avons ainsi un couvercle travaillant à la flexion, avant même qu'aucune pression de liquide soit entrée en jeu.

L'évaluation de ce travail à la flexion ne présente aucune difficulté si l'on se reporte aux expériences exécutées par l'auteur sur la résistance des plaques planes. Désignons dans ce but par P la force avec laquelle le couvercle est serré contre la garniture par chacun des boulons de bride.

Conformément à ce fait que les sections de plus grande fatigue passent par le milieu du plateau on peut, sous réserve d'introduction dans le calcul d'un coefficient rectificatif à établir d'après des expériences, considérer le plateau comme une barre encastrée suivant un diamètre ¹. Si l'on néglige son propre poids, cette moitié de plateau paraît chargée :

- a , de l'effort $0,5 i P$ des boulons que l'on peut considérer comme une charge uniformément répartie sur l'axe πR_1 (fig. 438) et, par conséquent, agissant sur le centre de gravité de la demi-circonférence πR_1 , dont la distance au centre atteint $\frac{2 R_1}{\pi}$ et conduit, par suite, pour la section d'encastrement, au moment :

¹ Voir l'ouvrage de l'auteur : « *Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten* », Berlin, 1891, p. 12 (Expériences sur la résistance des plaques planes) ou « *Elasticität und Festigkeit* », 1894, p. 400 et suivantes, ainsi que p. 423 et suivantes, 1898, p. 533 et suivantes, ainsi que p. 559 et suivantes.

$$0,5 i P \frac{2 R_1}{\pi} = \frac{i P R_1}{\pi},$$

b , la pression de butée $0,5 i P$ qui se répartit uniformément sur la demi-circonférence $\pi (R_1 - x)$ et donne par suite le moment :

$$0,5 i P \frac{(2 R_1 - x)}{\pi} = \frac{i P (R_1 - x)}{\pi}.$$

De là résulte le moment fléchissant :

$$\frac{i P R_1}{\pi} - \frac{i P (R_1 - x)}{\pi} = \frac{i}{\pi} P x$$

si alors on introduit le coefficient rectificatif μ , dont il a été fait mention (voir aussi p. 35), et si l'on désigne par I le moment d'inertie de la section d'encastrement, et par e_1 la distance de fibre considérée, on a :

$$\mu \frac{i}{\pi} P x \leq (kf)b \frac{I}{e_1}, \quad (504)$$

d'où, en tenant compte de la formule 137, pl. 91, et en introduisant $\frac{6}{5}$ pour μ (p. 35 et 36), on peut tirer l'effort $(kf)b$ subi par le couvercle et occasionné exclusivement par le serrage des écrous de boulons.

Dans le cas d'une section rectangulaire du couvercle on peut poser, en désignant son épaisseur par h :

$$\frac{I}{e_1} = \frac{1}{6} 2 R_1 h^2 = \frac{1}{3} R_1 h^2;$$

conséquemment :

$$\begin{aligned} \frac{i}{\pi} P x &\leq (kf)b \frac{1}{3 \mu} R_1 h^2 = \frac{5}{18} (kf)b R_1 h^2, \\ (kf)b &\geq 3,6 \frac{i}{\pi} \frac{x}{R_1} \frac{P}{h^2} \end{aligned} \quad (505)$$

On voit par là que cet effort $(kf)b$, produit par le serrage des boulons, agit avant toute pression du liquide et, toutes conditions étant égales, est proportionnel à la distance x ; il devient donc égal à zéro pour $x = 0$ et peut devenir très considérable, quand on ne fait pas x petit par rapport à R_1 .

Si maintenant le liquide sous pression arrive dans le tuyau, dont l'extrémité libre est fermée par le couvercle, en admettant que

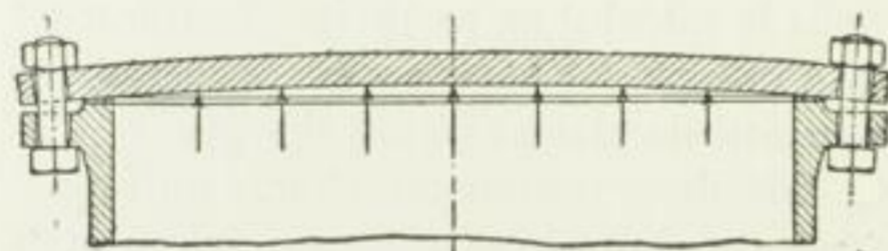


Fig. 440.

les boulons de bride aient été, au préalable, suffisamment serrés, comme l'indique la figure 440, on trouve qu'il se produit une réduction de la pression de butée exercée par le joint contre le couvercle ; mais, d'autre part, ce dernier est chargé dans sa

partie médiane par la pression du liquide qui augmente sa flexion et aussi sa fatigue.

Si la construction est raisonnée, x sera petit par rapport à R_1 et, par suite, l'importance de l'effort supplémentaire exercé sur le plateau, par ce qui persiste de la pression de butée, ne sera pas considérable, de sorte qu'il suffira dès lors de tenir seulement compte de la charge provenant de la pression p du liquide et que l'on peut d'ailleurs introduire dans

le calcul avec une valeur largement évaluée. Au reste, si cette hypothèse ne se réalisait pas suffisamment, il y aurait à tenir compte d'une certaine valeur $i P_0$ pour ce qui persisterait de la pression de butée. On trouverait alors :

a, le moment de la pression p du liquide sur la surface du demi-cercle $0,5 \pi (R_1 - x)^2$ soit :

$$0,5 \pi (R_1 - x)^2 p \frac{4(R_1 - x)}{3 \pi} = \frac{2}{3} (R_1 - x)^3 p;$$

b, celui de la pression de butée uniformément répartie et produisant un effort :

$$0,5 i P_0 \frac{2(R_1 - x)}{\pi};$$

c, celui de l'effort total des boulons :

$$i P_0 + \pi (R_1 - x)^2 p;$$

soit :

$$0,5 [i P_0 + \pi (R_1 - x)^2 p] \frac{2 R_1}{\pi}$$

conséquemment, le moment de flexion résultant :

$$M_f = [i P_0 + \pi (R_1 - x)^2 p] \frac{R_1}{\pi} - \frac{2}{3} (R_1 - x)^3 p - i P_0 \frac{R_1 - x}{\pi},$$

$$M_f = (R_1 - x)^2 p R_1 - \frac{2}{3} (R_1 - x)^3 p + i P_0 \frac{x}{\pi} \quad (506)$$

et par suite :

$$\mu M_f \leq k_f \frac{I}{e_1} \quad (507)$$

En supposant que l'on puisse tenir x assez petit par rapport à R_1 ¹, nous négligeons le dernier terme de la formule 506 et posons, pour égaler $R_1 - x$, la valeur R_1 , ce qui donne :

$$M_f = \frac{1}{3} R_1^3 p$$

et par suite :

$$\frac{1}{3} \mu R_1^3 p \leq k_f \frac{I}{e_1} \quad (508)$$

d'où, avec une section rectangulaire et l'épaisseur de plaque h avec :

$$\frac{I}{e_1} = \frac{1}{6} 2 R_1 h^2$$

résulte :

$$h \geq R_1 \sqrt{\mu \frac{p}{k_f}}; \quad (509)$$

¹ Si cette hypothèse ne se réalise pas, il faut attribuer à P_0 la valeur que l'on estime convenable. Pour des conditions moyennes, on peut admettre que $i P_0$ est égal au quart de la pression totale du liquide. Au sujet de l'influence des conditions d'élasticité, voir la note au bas des pages 633 à 635.

il convient de poser ici :

$$\mu = \frac{6}{5}$$

Au sujet du choix de k_f il y a lieu de se reporter aux remarques des pages 625 et suivantes.

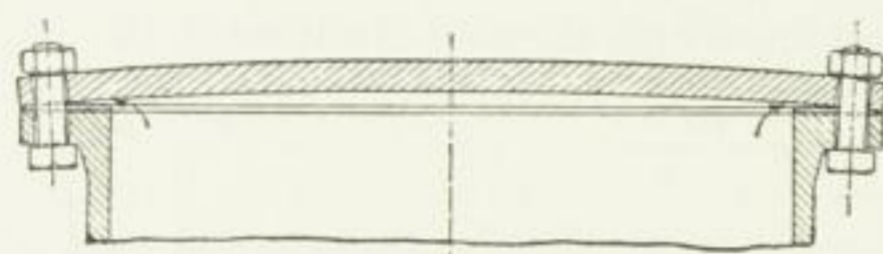


Fig. 441.

ces derniers et finit par s'échapper au dehors; il y a lieu de donner au couvercle une forme et des dimensions — parfois très considérables — telles qu'il ne puisse se produire de déformations susceptibles de permettre au liquide de s'échapper de cette manière. C'est ce que, fréquemment, on ne fait pas. Si la matière obturatrice ne s'étend pas tout à fait jusqu'à l'extérieur, mais seulement jusqu'au milieu des boulons, il convient de tenir compte des deux considérations (voir, à ce sujet, les figures 498 et 499, Chap. VII, B II. 1).

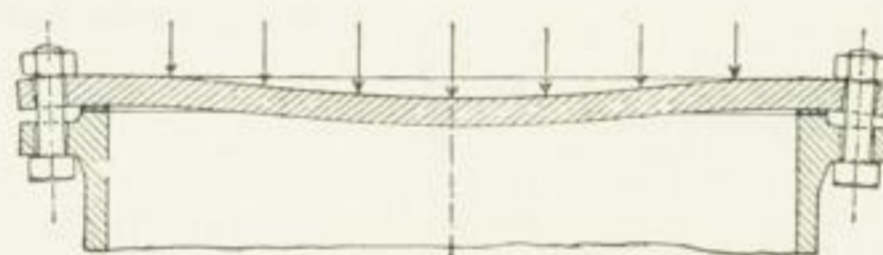


Fig. 442.

S'il s'agit de sections de couvercles telles, par exemple, que celles des figures 458 et 459, p. 626, il faut déterminer le moment d'inertie en jeu dans ce cas et procéder absolument

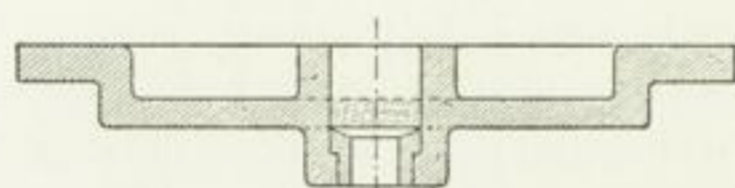


Fig. 443.

comme l'indiquent les pages 625 et suivantes pour les couvercles de boîtes à tiroirs. Quand le couvercle ou le fond est interrompu par une boîte à étoupes, comme par exemple sur la figure 443, il convient, en tenant compte de ce qu'ordinairement la cassure ne passe pas par le renflement médian, mais tourne autour de lui comme le montre la figure 444, de négliger ce renflement dans le calcul du moment d'inertie mais, par contre, de considérer la partie médiane du plateau comme pleine (non perforée), ainsi que la figure 443 l'indique en pointillé².

¹ Ce cas montre très nettement que pour résoudre des problèmes de ce genre, il ne faut pas calculer mécaniquement d'après une formule, mais tenir compte chaque fois des conditions spéciales du problème dont il s'agit.

² Il en est de même pour les pistons pour lesquels on a alors approximativement :

$$M_f = 0,25 \pi D^2 p \frac{D}{3\pi} \leq \frac{I}{e_1} k_f.$$

Pour le choix de k_f , ce qui est dit p. 625 et suivantes mérite ici une attention spéciale.

Pour ce qui concerne le calcul des boulons de brides, leur répartition, l'épaisseur des brides, etc., on trouvera les renseignements nécessaires pages 633 et suivantes à l'art. tuyaux (voir aussi l'art. Cylindres à vapeur, p. 628 et suivantes. *Il convient d'observer, pour un état de choses tel que celui des figures 439 à 441, que les boulons peuvent travailler considérablement à la flexion.* Voir, à ce sujet, les pages 598, 599 et les pages 643 et 644.

La figure 230, pl. 34, montre un *cylindre de presse*. L'observation faite pour les cylindres de pompes au sujet de l'introduction et de l'évacuation de l'eau est applicable aux cylindres de presses. Pour calculer l'épaisseur de paroi qui, dans ce cas, est souvent très considérable, on doit se servir de la formule 503, en négligeant la valeur *a*. Comme la charge agit sans secousses et dépend surtout des conditions établies pour les presses hydrauliques, nous devons admettre :

- pour la fonte (voir la note 2 au bas de la page 604). $k_t = 300 \text{ à } 600 \text{ kg,}$
- » le bronze $k_t = 300 \text{ » } 600 \text{ »}$
- » le bronze phosphoreux, suivant sa qualité $k_t = 500 \text{ » } 1000 \text{ »}$
- » l'acier de moulage (voir pages 533 et suivantes). $k_t = 1000 \text{ » } 1200 \text{ »}$
quelquefois encore plus,
- » le fer soudant, en supposant que le cylindre soit fait en fer carré enroulé en hélice autour d'un mandrin et soudé dans le sens de l'axe. $k_t = 900 \text{ » } 1800 \text{ ».}$

Les nombres les plus élevés doivent être considérés comme des valeurs limites dont il ne faut se rapprocher que si l'on est obligé de le faire. Quand il s'agit de cylindres de presses en acier de moulage, il est bon de s'entendre avec l'usine qui fournit ces cylindres et de rester dans les limites d'effort dont elle garantit l'admissibilité. La figure 445 montre un cylindre de presse en acier de moulage fourni par la *Bochumer Verein für Bergbau und Gussstahlfabrikation* (Association de Bochum pour l'exploitation des mines et la fabrication de l'acier de moulage). La pression de liquide garantie atteint 457 kg/cm^2 , ce qui, d'après la formule 124, p. 34, correspond à :

$$k_t = 457 \cdot \frac{1,3 \cdot 56^2 + 0,4 \cdot 37^2}{56^2 - 37^2} = \infty 1200 \text{ kg.}$$

Deux autres cylindres de la même usine, exécutés pour $p = 500 \text{ kg}$ et pour $p = 228 \text{ kg}$ présentent les diamètres de :

386 mm et 240 mm, 640 mm et 520 mm,

donc :

$$k_t = 500 \frac{1,3 \cdot 38,6^2 + 0,4 \cdot 24^2}{38,6^2 - 24^2} = 1190 \text{ kg,}$$

BACH. — ÉLÉMENTS DES MACHINES.

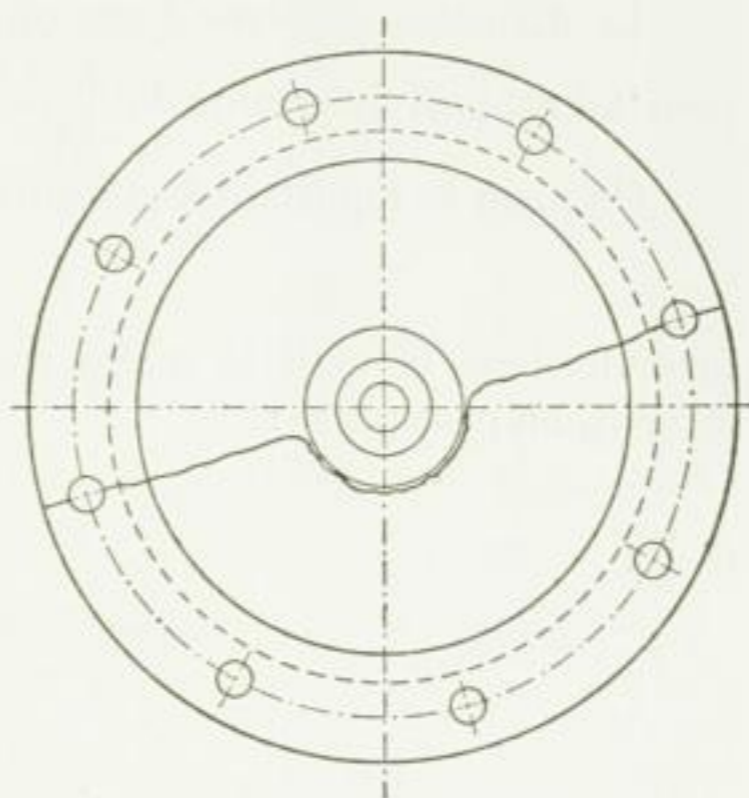


Fig. 444.

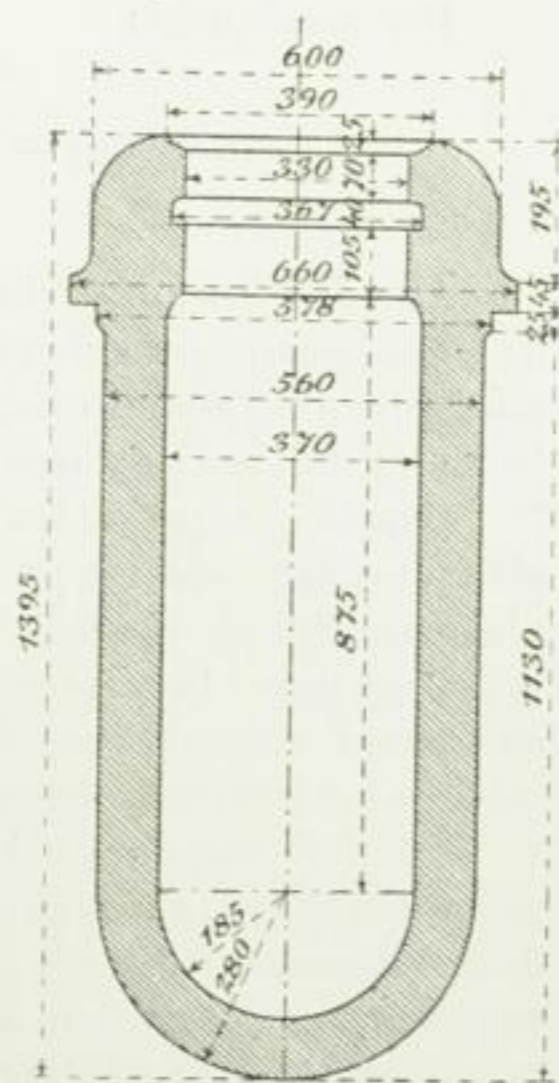


Fig. 445.

$$k_t = 228 \frac{1,3 \cdot 64^2 + 0,4 \cdot 52^2}{64^2 - 52^2} = \approx 1050 \text{ kg,}$$

Le diamètre extérieur d'une presse hydraulique qui doit fournir la pression P arrive pour un rapport déterminé de $\frac{p_i}{k_t} = \zeta$ à un minimum de valeur.

On a, en se reportant à la figure 230, pl. 34 :

$$P = \pi r_a^2 p_i \xi,$$

formule dans laquelle le coefficient ξ sert à tenir compte du frottement du cuir embouti. Pour r_a on peut poser :

$$r_a = \tau R_i,$$

d'où :

$$P = \pi \tau^2 \xi R_i^2 p_i,$$

$$R_i^2 = \frac{P}{\pi \tau^2 \xi p_i}.$$

D'après la formule 503 on a, en supprimant la valeur a :

$$R_a^2 = R_i^2 \frac{k_t + 0,4 p_i}{k_t - 1,3 p_i} = \frac{P}{\pi \tau^2 \xi k_t} \cdot \frac{1 + 0,4 \zeta}{(1 - 1,3 \zeta) \zeta}.$$

R_a a son maximum de valeur pour :

$$(1 - 1,3 \zeta) \cdot 0,4 \zeta - (1 + 0,4 \zeta) (1 - 2,6 \zeta) = 0,$$

$$\zeta = 0,36,$$

c'est-à-dire que :

$$p_i = 0,36 k_t.$$

Par conséquent :

$$\min (R_a) = R_i \sqrt{\frac{k_t + 0,4 \cdot 0,36 k_t}{k_t - 1,3 \cdot 0,36 k_t}} = 1,47 R_i = \approx 1,5 R_i.$$

Afin d'obtenir des cylindres en fonte aussi sains que possible, il est bon, en général, de les suspendre dans une lunette spéciale et de ne pas couler celle-ci avec eux. La fonte est d'ailleurs d'autant moins compacte que le cylindre est plus épais. Il va sans dire que la coulée doit se faire avec une masselotte.

Depuis quelque temps on fait des cylindres creux destinés à supporter une forte pression intérieure, comme par exemple les tubes de canons (canons à frettes), en superposant plusieurs cylindres creux, de façon que les cylindres extérieurs compriment les cylindres intérieurs avant la mise en jeu de la pression intérieure. Cela peut se faire, par exemple, en passant à chaud le cylindre extérieur sur le cylindre intérieur froid. La résistance de la matière est ainsi complètement utilisée, comme le démontre l'exemple suivant.

On doit augmenter la résistance d'un cylindre en fonte, à la pression intérieure, en passant à chaud, sur sa périphérie, des frettes en fer forgé, comme l'indique la figure 446. Soit le diamètre $2r$ assez grand, par rapport à l'épaisseur de paroi, pour que l'on puisse supposer une répartition à peu près uniforme des tensions sur les sections transversales, ce qui revient à considérer les fibres de périphérie comme également longues et situées à des distances égales de l'axe du cylindre.

Admettons que l'on désigne par :

f_1 la section du cylindre creux en fonte sur 1 cm de hauteur, de façon que pour l'épaisseur de paroi s_1

$$f_1 = s_1 \cdot 1 = s_1,$$

f_2 la section transversale des frettes sur 1 cm de hauteur du cylindre,

p la pression intérieure,

σ_1 la tension dans le cylindre creux, c'est-à-dire sur la surface f_1 ,

σ_2 la tension dans les frettes, c'est-à-dire sur la surface f_2 .

On a, abstraction faite de l'influence des forces qui agissent dans la direction de l'axe du cylindre :

$$2 r p = 2 \sigma_1 f_1 + 2 \sigma_2 f_2,$$

d'où résulte :

$$\sigma_2 = \frac{p r}{f_2} - \sigma_1 \frac{f_1}{f_2}$$

ou :

$$f_2 = r \frac{p}{\sigma_1 \frac{f_1}{f_2} + \sigma_2}$$

Si, par exemple, on admet :

$$\sigma_1 = 250 \text{ kg/cmq}$$

$$\sigma_2 = 1000 \text{ kg/cmq}$$

et si l'on adopte :

$$\frac{f_1}{f_2} = 1, \text{ c'est-à-dire } f_1 = f_2$$

on trouve pour $r = 1000 \text{ mm}$ et $p = 75 \text{ kg/cmq}$:

$$f_2 = 100 \frac{75}{250 \cdot 1 + 1000} = 6 \text{ cmq} = f_1,$$

ce qui correspond à :

$$s_1 = 60 \text{ mm.}$$

On obtient pour les frettes une épaisseur s_2 un peu plus grande, en raison de cette circonstance qu'elles se superposent sans que leur contact mutuel soit parfait. Si la distance qui sépare deux frettes atteint s_0 et si l'on adopte, pour leur hauteur, une dimension égale à l'épaisseur s_2 , celle-ci peut se déterminer au moyen de la formule :

$$s_2 = s_1 \frac{s_0 + s_2}{s_2} = s_1 \left(1 + \frac{s_0}{s_2} \right).$$

Si, au lieu d'un certain nombre de frettes, on passait un cylindre creux en fer forgé, on aurait pour ce dernier l'épaisseur de paroi $s_2 = 60 \text{ mm}$.

Si les frettes n'existaient pas, la fatigue σ du cylindre en fonte se déduirait de :

$$2 \cdot 75 \cdot 100 = 2 \cdot 6 \cdot \sigma$$

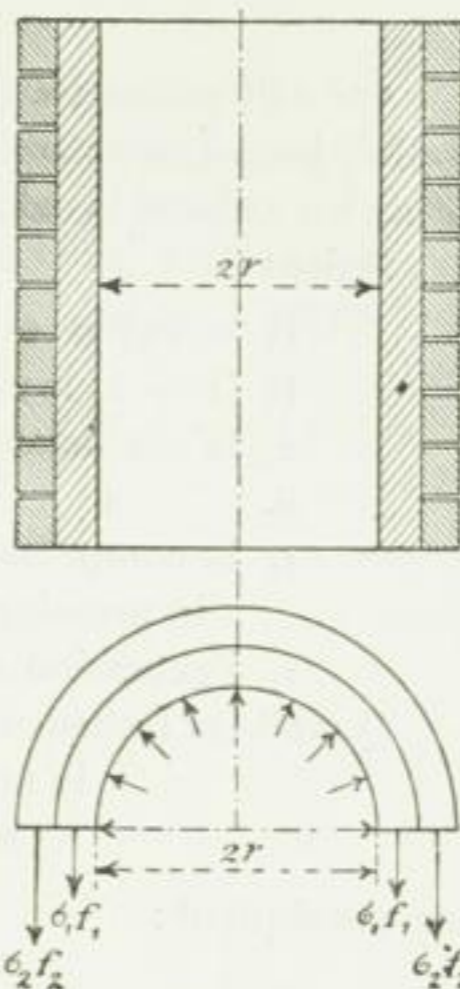


Fig. 446.

et serait :

$$\sigma = 1250 \text{ kg/cmq.}$$

On doit passer les frettes ou le cylindre frette de façon que σ_1 et σ_2 ne dépassent pas, en réalité, les valeurs admises 250 et 1000 kg d'une manière inacceptable. Pour juger cette condition on exécute le calcul suivant :

Soient :

- R le rayon extérieur du cylindre creux en fonte, avant le passage des frettes,
- $R(1 - \psi)$ le rayon intérieur de ces frettes avant leur mise en place,
- α_1 le coefficient d'extension de la fonte,
- α_2 » » du fer forgé,
- ε_1 la compression spécifique du cylindre creux à froid, mais avant toute action de la pression du fluide,
- ε_2 l'extension spécifique des frettes dans le même état.

Quand les frettes ont été passées sur le cylindre et refroidies on a :

$$\begin{aligned} & \text{le rayon extérieur du cylindre en fonte } R(1 - \varepsilon_1), \\ & \text{» intérieur des frettes } R(1 - \psi)(1 + \varepsilon_2), \end{aligned}$$

par conséquent :

$$R(1 - \varepsilon_1) = R(1 - \psi)(1 + \varepsilon_2),$$

d'où l'on tire, en négligeant $\psi \varepsilon_2$ (comme produit de deux valeurs très petites) :

$$\psi = \varepsilon_1 + \varepsilon_2.$$

Ce résultat peut même se prévoir, *a priori*, au moyen du simple raisonnement ; en effet, la circonférence intérieure des frettes doit être plus petite, avant la pose de ces frettes sur le cylindre qu'après, de la quantité dont elle augmente en refroidissant et, en outre, de la quantité qui correspond à la compression du cylindre intérieur, c'est-à-dire que l'on a, avec l'exactitude dont notre calcul est susceptible :

$$2\pi R\psi = 2\pi R\varepsilon_1 + 2\pi R\varepsilon_2,$$

$$\psi = \varepsilon_1 + \varepsilon_2.$$

On obtient le rapport entre ε_1 et ε_2 , en se basant sur une valeur moyenne constante de α_1 — pour la fonte le coefficient d'extension est en réalité variable — et en négligeant l'influence des pressions perpendiculaires à l'axe des fibres sur les extensions longitudinales de ces fibres, d'après la condition d'équilibre :

$$2f_1 \frac{\varepsilon_1}{\alpha_1} = 2f_2 \frac{\varepsilon_2}{\alpha_2}$$

ce qui donne :

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{f_1}{f_2}.$$

L'extension à laquelle donne lieu la pression p du liquide est égale, dans l'hypothèse énoncée, pour le cylindre en fonte et les frettes. Si on la désigne par ε , on a :

$$\alpha_1 \sigma_1 = \varepsilon - \varepsilon_1,$$

$$\alpha_2 \sigma_2 = \varepsilon + \varepsilon_2,$$

d'où suit immédiatement :

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1,$$

et par conséquent aussi :

$$\psi = \alpha_1 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1.$$

Cette égalité peut aussi s'établir immédiatement, en vertu du raisonnement. Avec les hypothèses de notre calcul $\alpha_2 \sigma_2$ est l'extension spécifique résultante des frettes, $\alpha_1 \sigma_1$ l'extension résultante du cylindre intérieur. En admettant des longueurs égales de fibres la différence $\alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1$ des deux extensions peut seulement résulter de ce que, tout d'abord, les frettes en se contractant se sont étendues de ε_2 , tandis que le cylindre intérieur s'est resserré de ε_1 . Donc :

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1,$$

et par conséquent :

$$\psi = \alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1.$$

Pour ε_1 on obtient :

$$\varepsilon_1 = \alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1 - \varepsilon_2 = \alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1 - \varepsilon_1 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{f_1}{f_2},$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\alpha_2 \sigma_2 - \alpha_1 \sigma_1}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \frac{f_1}{f_2}}.$$

Avec les valeurs arrondies :

$$\alpha_1 = \frac{1}{1\,000\,000} = 0,000001, \quad \alpha_2 = \frac{1}{2\,000\,000} = 0,0000005$$

on trouve :

$$\psi = \frac{1000}{2\,000\,000} - \frac{250}{1\,000\,000} = \frac{1}{4000},$$

par conséquent :

$$\varepsilon_1 = \frac{\frac{1}{4000}}{1 + \frac{0,0000005}{0,000001} \frac{1}{1}} = \frac{1}{6000},$$

$$\varepsilon_2 = \psi - \varepsilon_1 = \frac{1}{4000} - \frac{1}{6000} = \frac{1}{12000}.$$

D'où il résulte qu'avant toute action de p , la tension à la *compression* atteignait, dans le cylindre en fonte :

$$\sigma' = \frac{\varepsilon_1}{\alpha_1} = \frac{1000}{6} = 166,7 \text{ kg}$$

et la tension à la *traction* dans les frettes :

$$\sigma'' = \frac{\varepsilon_2}{\alpha_2} = \frac{2000}{12} = \frac{1000}{6} = 166,7 \text{ kg}.$$

Par conséquent la pression du liquide donnait lieu, de son côté, dans le cylindre en fonte, à une tension à la traction de :

$$250 + 166,7 = 416,7 \text{ kg}$$

T 92

et dans les frettes à une tension semblable de :

$$1000 - 166,7 = 833,3 \text{ kg,}$$

c'est-à-dire le double de la première valeur, en vertu des quantités introduites dans le calcul.

On doit, lors de l'exécution, donner aux frettes un diamètre $2R(1 - \psi)$ inférieur à celui qui correspond à la valeur calculée $\psi = \frac{1}{4000}$, car la perfection des surfaces en contact et la perfection de leur contact, supposées dans le calcul, n'existent pas en réalité, il se produit aussi une certaine compression des surfaces dont le calcul ne tient pas compte.

Cela est d'autant plus nécessaire à observer que la valeur trouvée de ψ avec $R = 1000 + 60 = 1060$ ne donne qu'une différence de diamètre de :

$$2 \cdot 1060 \cdot \frac{1}{4000} = 0,53 \text{ mm.}$$

D'après ce qui vient d'être dit, à cette valeur il y a lieu d'en ajouter une autre qui dépend de l'état des surfaces. En employant une matière tenace pour les frettes ou pour le cylindre qui forme frette, on peut calculer largement cette valeur supplémentaire, car cette matière supporte une extension persistante et le cylindre intérieur, en fonte, ne subissant qu'un supplément de compression dû au fort retrait des frettes, la fatigue que lui impose la mise en jeu de p se trouve réduite.

La différence de température à considérer lors du passage des frettes chauffées atteint au moins $\frac{\psi}{\alpha_c}$, en admettant que α_c désigne le coefficient de dilatation, par la chaleur, de la matière considérée. Si, par exemple, on avait admis dans le cas précédent, en tenant compte de l'état de la surface interne des frettes exécutées en fer forgé tenace et de la surface extérieure du cylindre en fonte, avec $R = 1060 \text{ mm}$, une dimension de $R(1 - \psi) = 1058 \text{ mm}$, l'élévation de température devrait au moins atteindre, pour $\alpha_c = \frac{1}{80000}$

$$\frac{\frac{1060 - 1058}{1060}}{\frac{1}{80000}} = 151^\circ \text{ C.}$$

On doit, particulièrement lorsque le diamètre n'est pas grand par rapport à l'épaisseur des parois, tenir un compte plus exact de l'inégalité de répartition de la tension sur la paroi du cylindre. (Voir, à ce sujet, « *Elasticität und Festigkeit* », § 58 et, en particulier, les pages 344 et 345 de la première édition, 371 et 372 de la seconde, 503 et 504 de la troisième).

II. Cylindres à vapeur.

Une étude détaillée de ces cylindres, de forme très variable, serait à sa place dans des ouvrages spéciaux sur les machines à vapeur, mais il s'agit seulement ici d'indiquer les points les plus importants.

On doit exiger de la matière des cylindres à vapeur — ordinairement la fonte — qu'elle soit compacte et présente (au piston et au tiroir) des surfaces de glissement nettes et résis-

tantes ; il faut donc qu'elle ait une certaine dureté. Il faut cependant, d'autre part, qu'elle ait une ténacité suffisante, surtout en prévision des tensions du métal, souvent très considérables, à cause de la complication de la pièce de fonte qui constitue un cylindre de ce genre, et des différences de température inévitables en pratique et pouvant fréquemment être très notables. Le choix ou la composition de la fonte à employer (fonte grise avec addition de fer soudant tenace, tel que du fer à rivets) semble, en conséquence, d'une grande importance, même quand le constructeur est apte à s'acquitter de la tâche qui se présente à lui et veille, en donnant au cylindre la forme qu'il doit avoir, à réduire le plus possible les tensions qui se produisent inévitablement dans le métal coulé et que les différences de température, survenant pendant le fonctionnement du cylindre, rendent encore plus fortes.

Les observations faites au sujet de l'épaisseur de paroi des cylindres de pompes qui doivent être alésés sont aussi applicables aux cylindres à vapeur. Si nous tenons compte de l'exécution, du transport, du montage, de l'usure, du maintien de la section circulaire (particulièrement pendant l'alésage et en présence des forces qui entrent en jeu pendant le fonctionnement du cylindre et tendent, assez souvent, à le faire travailler fortement à la flexion), si nous tenons compte aussi du nouvel alésage (que l'usure peut rendre nécessaire) nous posons pour l'épaisseur de paroi du cylindre de diamètre intérieur D :

$$\left. \begin{aligned} e &= \frac{D}{50} + 13 \text{ mm, s'il est coulé debout} \\ e &= \frac{D}{40} + 15 \text{ mm, s'il est coulé couché} \end{aligned} \right\} \quad (510)$$

Si le cylindre n'avait à résister qu'à la pression intérieure de la vapeur, il suffirait d'une épaisseur moindre de paroi.

Les cylindres disposés verticalement s'usent également de tous côtés et n'étant soumis à aucun effort à la flexion peuvent être de 10 à 20 % plus minces que l'indique la formule 510. Il en est de même des cylindres relativement très courts.

On peut être obligé, dans des cas spéciaux, de construire avec beaucoup de parcimonie ; on descend alors jusqu'aux $\frac{3}{4}$ ou aux $\frac{2}{3}$ des valeurs de la formule 510 ; mais on s'expose ainsi, plus ou moins, au danger de ne pouvoir ni donner ni conserver au cylindre la forme exactement cylindrique. Dans des cas d'un autre genre on peut dépasser les épaisseurs de paroi résultant des égalités 510, particulièrement quand il s'agit de cylindres relativement longs, disposés horizontalement et exposés à des efforts considérables à la flexion. Il va sans dire que la complication des parties de la masse de fond peut aussi exercer une certaine influence sur la détermination de l'épaisseur de paroi.

Le cylindre s'élargit à ses extrémités afin que son usure graduelle au contact du piston ou de ses anneaux de garniture ne produise point de saillie. On doit alors prendre des dispositions pour que la garniture, aux points extrêmes du parcours du piston, dépasse un peu le bord où commence l'élargissement du cylindre, comme le montrent les figures 349, pl. 52 (en *b*), 312, pl. 44, 318, pl. 46, 379 et 383, pl. 47. Cet élargissement offre, en outre, l'avantage d'éviter qu'un nouvel alésage du cylindre usé nuise à l'ajustage des fonds. Si l'on tient compte de l'influence défavorable que l'espace nuisible du cylindre (le volume que la vapeur trouve à remplir quand le piston est à sa position extrême), et la grandeur des surfaces limites de cet espace (par suite de la condensation de vapeur qui se produit sur elles), exercent sur l'économie du service de la machine, on ne doit pas élargir, plus qu'il n'est utile, le cylindre à ses extrémités. D'après cela, les fonds pourvus de saillies d'ajustage élevées qui pénètrent dans le cylindre et agrandissent l'espace nuisible et ses surfaces limites, comme par exemple figure 447, doivent être signalés comme défectueux — au point de vue

de l'utilisation aussi complète que possible de la puissance contenue dans la vapeur introduite. Il a été remarqué à l'article piston que la forme donnée à ce dernier a aussi de l'influence à cet égard. Si la saillie d'ajustage (fig. 447) n'a qu'une hauteur assez faible pour que le vide reste toujours plein d'eau, l'effet nuisible mentionné ci-dessus disparaît presque complètement.

L'auteur a même été conduit, par les considérations indiquées ci-dessus, à prolonger presque jusqu'à l'intérieur du cylindre, les vis qui ferment les ouvertures d'indicateur, comme sur la figure 318, pl. 46.

L'obturation entre les fonds et le cylindre s'obtient, soit par rodage à l'émeri et à l'huile et, dans ce cas, il suffit que la surface de l'anneau circulaire à roder ait une largeur de 10 à 20 mm, ou par interposition d'une matière obturatrice, sous forme de minces rondelles en carton ou en toile imprégnées de minium, en caoutchouc, en carton d'amiante, etc.

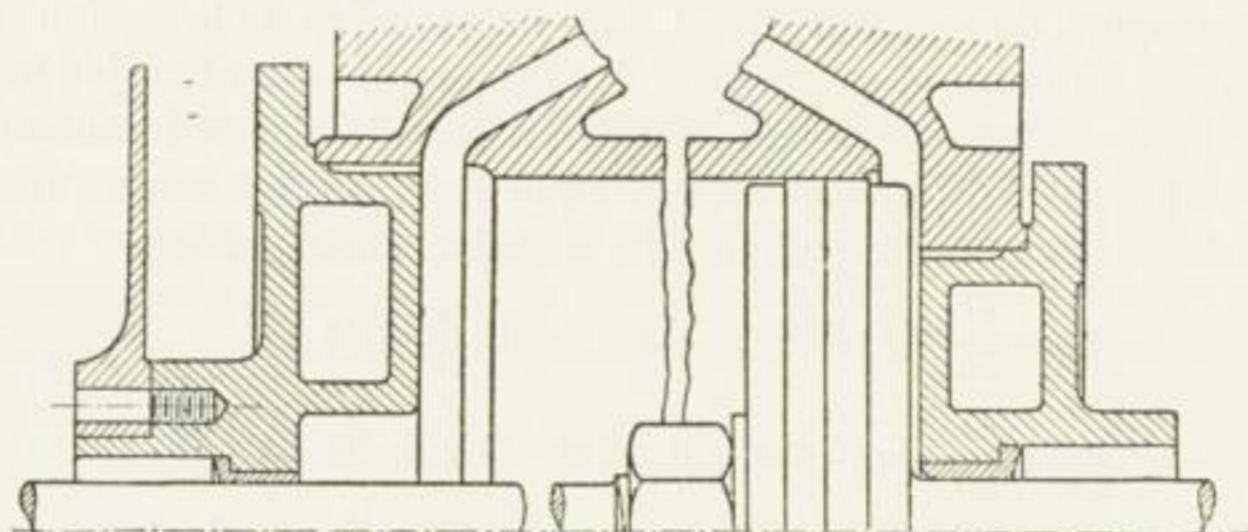


Fig. 447.

comme celles mentionnées à propos des joints de tuyaux à brides. Il suffit même d'un mastic épais de minium quand les brides sont pourvues de rainures pour le retenir, tout en étant, d'ailleurs, ajustées avec soin. Les boîtes à tiroirs rectangulaires, quand elles ne sont pas venues de fonte avec le cylindre, et aussi les couvercles de ces boîtes ne peuvent naturellement se roder et exigent toujours, en conséquence, l'interposition, dans leurs joints, d'une matière obturatrice.

Les fonds, pour le calcul desquels on peut se reporter aux observations des pages 605 et suivantes, se fixent au moyen de boulons, auxquels s'appliquent les indications des pages 628 et suivantes, au sujet des tuyaux, et celles des pages 633 et suivantes. Il reste seulement à observer ici que le cylindre doit être entouré d'une enveloppe qui le préserve efficacement des pertes de chaleur, ce qui pourrait permettre aux boulons de tomber, quand on enlève les écrous, dans l'espace compris entre le cylindre et l'enveloppe. Il faut donc adopter un système de fixation des boulons, sur les brides du cylindre, qui ne puisse donner lieu à cet inconvénient. Si le joint doit s'obtenir par simple rodage, sans emploi de matière obturatrice quelconque, il ne convient pas d'employer des boulons prisonniers (fig. 14 et 15, pl. 1), parce qu'une fois vissés à leur place il ne faut plus les démonter si l'on veut ménager les filets taraudés dans la fonte ; or, leur enlèvement serait nécessaire si l'on voulait roder le joint de nouveau.

Pour faciliter la séparation du fond sans être obligé de recourir au mauvais procédé des burins introduits dans le joint, il est avantageux de disposer des vis de pression qui doivent être au moins au nombre de 3. Si les fonds sont lourds on peut, quand ils ont été détachés, fixer dans les trous des vis de pression des anneaux qui rendent l'enlèvement des fonds plus commode.

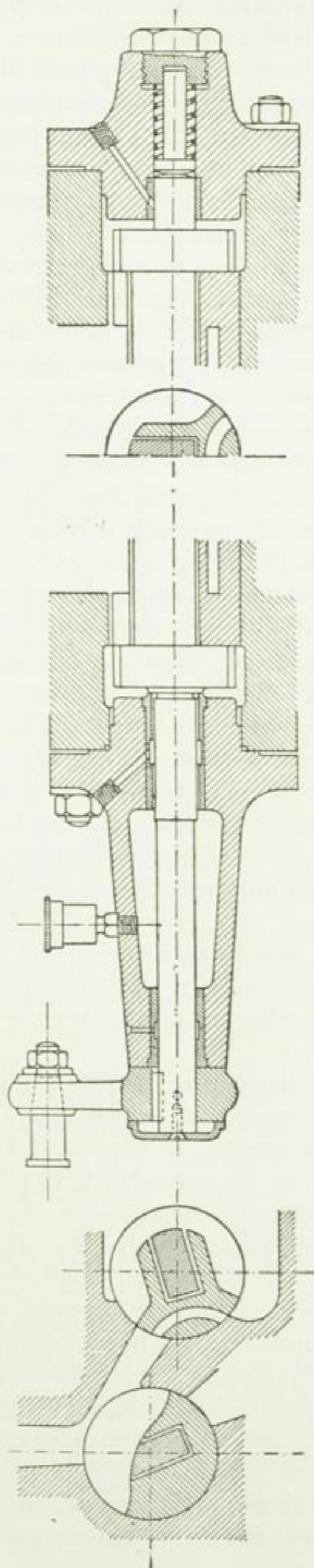


Fig. 448.

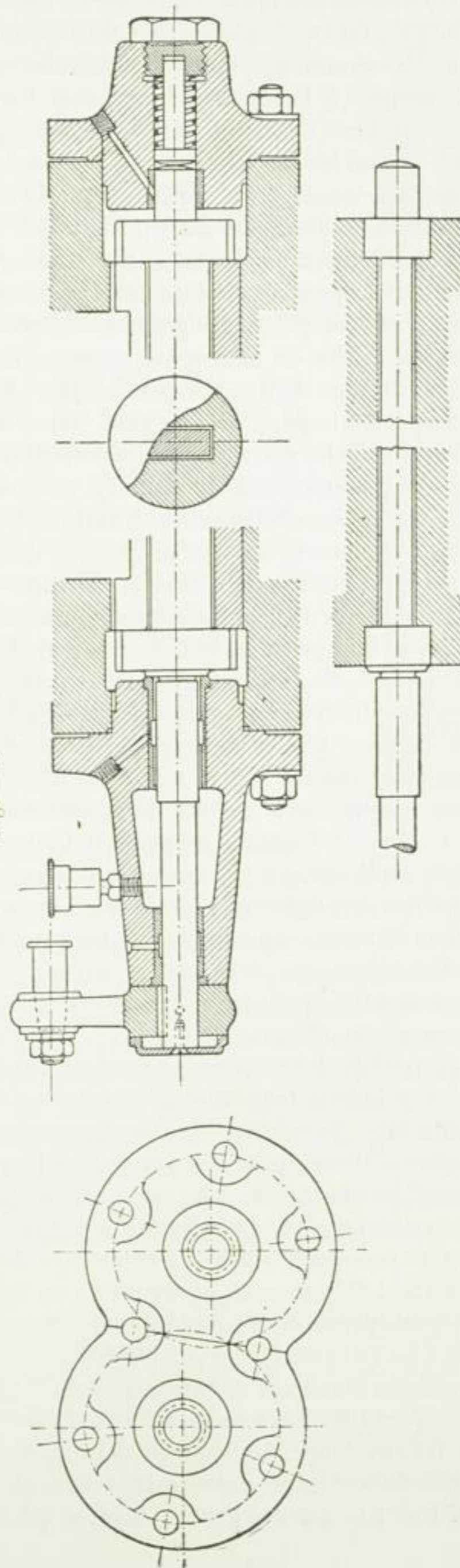


Fig. 449.

On doit encore veiller, lors de la construction d'un cylindre à vapeur, à ce que les fonds, qu'il faut quelquefois démonter pour rendre accessibles les parties intérieures, puissent s'enlever sans que l'on ait préalablement besoin de déranger d'autres pièces. Il faut aussi assurer à la matière lubrifiante un facile accès jusqu'aux surfaces frottantes du cylindre, à l'eau de condensation un échappement convenable et au cylindre une fixation solide. Quand les machines sont horizontales et ont une distribution à tiroir, comme l'indiquent, par exemple, la figure 349, pl. 52 et les figures 318 à 321, pl. 46 (construction de *G. Kuhn*, à *Stuttgart-Berg*), l'eau qui s'amasse en grandes quantités dans le cylindre peut s'en échapper par les canaux de tiroir et même, dans certains cas, en *écartant le tiroir* en vertu de la pression de cette eau elle-même ; on fait, dans ce but, partir les canaux de distribution des points les plus bas du cylindre (fig. 319). Si, au contraire, la distribution s'opère au moyen de soupapes, comme l'indiquent, par exemple, les figures 312 à 315, pl. 44, il devient indispensable d'installer des soupapes de sûreté ; on peut voir figure 314, sur la gauche, la place où l'on peut visser une soupape de ce genre. Quand la distribution s'opère par tiroirs cylindriques (distribution Corliss), comme ceux représentés planche 47 et figures 448 et 449 dans le texte (p. précédente), machine dessinée par *R. Doerfel* et construite par la *Karolinenthaler Maschinenfabrik J. C. Bernard*, ancienne maison *Lüsse, Märky et Bernard*, on peut supprimer la soupape de sûreté, le tiroir d'introduction, placé à la partie inférieure du cylindre, pouvant s'écarter quand l'eau vient le presser.

Dans le but de diminuer autant que possible l'échange de chaleur entre les masses du cylindre et la vapeur, on entoure les cylindres à vapeur, et surtout ceux des machines à condensation, d'une enveloppe, dite *enveloppe de vapeur*, de manière que la surface extérieure du cylindre à vapeur proprement dit baigne dans la vapeur chaude et soit ainsi préservée de toute tendance au refroidissement. Il est avantageux d'étendre ce chauffage des parois du cylindre à vapeur aux deux fonds dont les surfaces circulaires, surtout quand la vapeur commence à arriver de la chaudière, forment une partie considérable de la surface totale sur laquelle se produit l'échange de chaleur. Ce chauffage permet en outre d'élever suffisamment la température de la machine avant la mise en train, et donne ainsi aux parties de machines à considérer le temps de se dilater.

Les cylindres représentés sur les planches 43 à 47 ont leur périphérie et leurs fonds chauffés autant que cela peut se faire d'une manière convenable. Il va sans dire que l'on doit avoir soin de pourvoir à l'évacuation de l'eau de condensation qui peut se déposer dans les espaces chauffés.

L'enveloppe de vapeur est fondue d'une seule pièce avec le cylindre, comme on le voit sur les cylindres des planches 43 à 47, ou bien les deux pièces sont exécutées séparément et assemblées l'une dans l'autre. Les causes qui influent sur le choix de l'un ou de l'autre type de construction sont, en première ligne : la complication de l'ensemble de la pièce et la grandeur absolue de cette pièce *combinée avec les différences de température à considérer et les tensions qui en résultent dans la fonte*. Dans le cas du premier type de construction (une seule pièce), la fermeture de l'espace chauffé s'opère sur les bouts dressés qui doivent être ouverts, au moins en partie, afin que l'on puisse enlever le noyau et, avant tout, pour permettre l'échappement des gaz qui se développent dans le noyau, lors de la coulée. Le joint est formé par les fonds du cylindre ou par un anneau faiblement conique, en fer doux ou en cuivre rouge, que l'on introduit et mate entre les surfaces sur lesquelles il doit s'appliquer exactement, et dont l'une appartient au cylindre à vapeur et l'autre au cylindre enveloppe. Les espaces chauffés des fonds peuvent recevoir la vapeur de l'espace chauffé du cylindre, comme le montrent les planches 43 et 46 ; mais cette vapeur peut aussi leur être amenée par des tuyaux spéciaux, pl. 47. Dans le cas où le cylindre extérieur

est exécuté à part, on se sert, pour faire le joint, de mastic de fer, fig. 450, ou d'anneaux de cuivre maté, fig. 451 et 452, en chauffant fortement, au préalable, le cylindre extérieur, ou sans le chauffer ; on emploie aussi du chanvre fortement serré dans le joint, comme dans les boîtes à étoupes, etc. En procédant suivant la première méthode il est généralement prudent de veiller à éviter les cassures.

Il faut, en tous cas, apporter un grand soin à assurer l'étanchéité du joint qui sépare, d'un côté l'espace chauffé dans lequel arrive constamment la vapeur de la chaudière, et de l'autre l'intérieur du cylindre à vapeur dans lequel règne, en moyenne, une pression beaucoup plus basse. Avec la difficulté d'accès des places où se font les joints, c'est une tâche qui exige beaucoup d'attention.

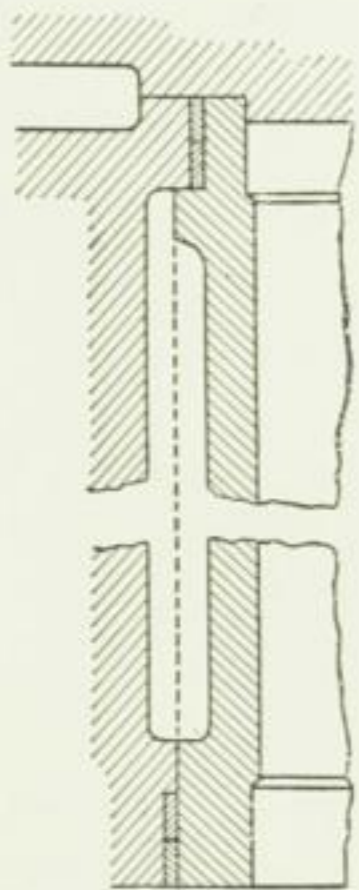


Fig. 451.

A ce point de vue et à celui d'une réduction aussi grande que possible des tensions dans la fonte, le système de construction d'enveloppe de vapeur dû à *Doerfel*, fig. 350, pl. 50, semble très avantageux¹. Les parties extrêmes de l'enveloppe, venues de fonte avec le cylindre, sont réunies par une tôle d'acier rapportée qui fait ressort dans la direction de l'axe du cylindre. Ce dispositif a été appliqué, jusqu'à présent, à des cylindres de 1650 mm d'alésage et 2500 mm de course.

Les machines ayant plusieurs cylindres réunis entre eux doivent être traitées avec des soins tout particuliers, eu égard aux différences de température qui se produisent pendant leur fonctionnement.

L'épaisseur des parois de la boîte à tiroir, des canaux, lanternes, etc., et celle du couvercle de boîte à tiroir se détermine conformément aux remarques de l'art. D, p. 32

à 37 ; en cas de besoin il convient de se reporter aux bases des formules 120 à 136, au sujet desquelles on peut aussi consulter la note placée au bas de la page 37. Considérant que de très graves erreurs ont été assez souvent commises, particulièrement en ce qui concerne la forme à donner aux couvercles de boîtes à tiroirs et la détermination de leurs dimensions, et que ces erreurs ont eu pour conséquence, à plusieurs reprises, et jusque dans ces derniers temps, de graves accidents et la mort d'un certain nombre de personnes², l'auteur croit devoir traiter particulièrement du calcul des couvercles de boîtes à tiroirs d'autant plus que la haute responsabilité du constructeur, responsabilité qui s'étend jusqu'à la vie humaine a été précisément la raison qui, en 1889 et 1890, l'a conduit à élucider la question de la fatigue réelle des plaques planes, à l'aide d'expériences permettant, conjointement avec

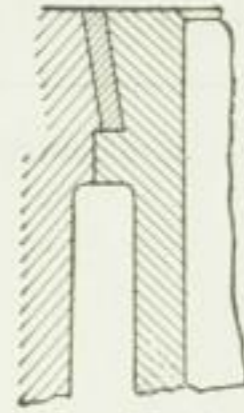


Fig. 450.

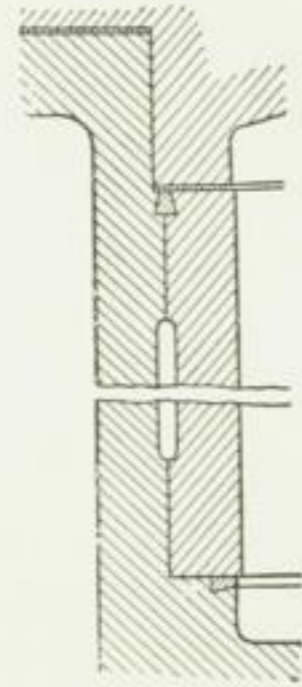


Fig. 452.

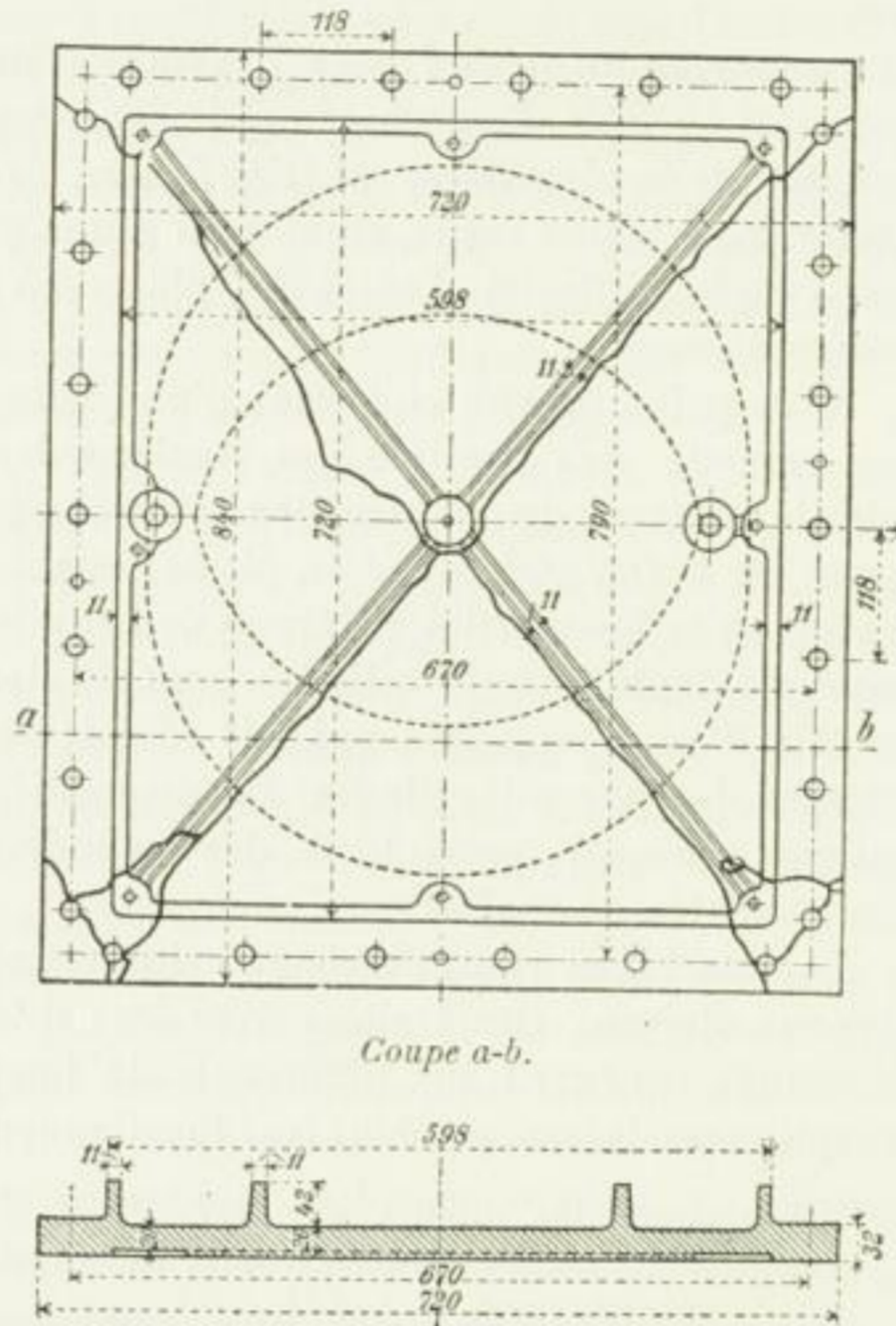
¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, p. 1065 et suivantes — nous ferons remarquer, incidemment, que le travail expérimental auquel nous renvoyons le lecteur est le plus complet que l'on ait publié récemment sur l'influence de hauts degrés de compression.

² Nous citerons, à ce propos, l'accident survenu le 3 novembre 1891, sur le Rhin, dans le port de Mannheim, et dans lequel une personne fut grièvement blessée, et celui qui eut lieu le 17 mars 1892 à Duisbourg et causa la mort de sept hommes. A ces accidents s'est ajouté, plus récemment, — le 2 janvier 1895 — la rupture du couvercle de la boîte à tiroir d'une machine de laminoir, accident qui a coûté la vie à trois hommes, tandis qu'un quatrième s'en tira avec une blessure légère.

Nous déterminerons d'abord, pour les deux premiers accidents, la pression de vapeur dans la boîte à tiroir, avec laquelle il fallait s'attendre à la rupture du couvercle.

les résultats de ses précédentes recherches relatives à l'influence de la forme de section, de la croûte de fonte, etc., à la résistance de la fonte à la flexion (p. 40 à 42), d'évaluer la

1. Couvercle de boîte à tiroir du cylindre à basse pression du bateau à vapeur « Main » (Mannheim).



Coupe a-b.

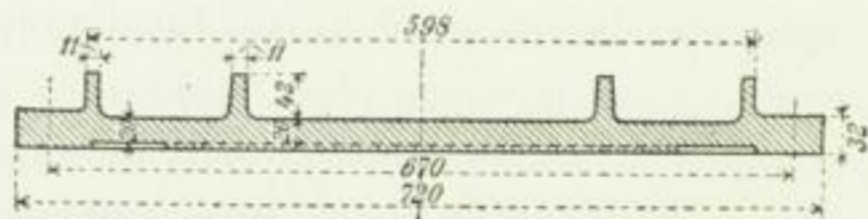


Fig. 454.

Les lignes de ruptures sont marquées sur la figure.

Le couvercle était réuni à la boîte par 26 boulons de 17,5 à 18 mm de diamètre de noyau (probablement 7/8" au pas anglais) 22 de ces boulons se brisèrent lors de l'accident.

A ce moment, la pression sur le couvercle doit avoir été voisine de 8 kg/cmq; ce qui provenait de l'introduction, dans le cylindre à basse pression, de vapeur arrivant directement de la chaudière.

Ces bases de calcul, ainsi que le couvercle brisé, d'après lequel l'auteur a fait relever fidèlement la figure 454, lui sont parvenus par l'entremise obligeante de M. Isambert, ingénieur en chef à Mannheim.

On se base sur la formule 511, p. 625, et comme, dans ce cas :

$$a = 79 \text{ cm}, \quad b = 67 \text{ cm}, \quad l = 315 \text{ (section diagonale)}, \quad e_1 = 5,04 \text{ cm}, \quad \varepsilon_0 = 0,884 \text{ cm.}$$

on obtient :

$$\frac{1}{12} \mu \frac{79^2 \cdot 67^2}{\sqrt{79^2 + 67^2}} p = Kf \frac{315}{5,04}.$$

Avec $\mu_0 = 1$ (les nervures possèdent la croûte de fonte), on a d'après la formule 137, p. 40 :

$$Kf = Kt \sqrt{\frac{e_1}{\varepsilon_0}} = Kt \sqrt{\frac{5,04}{0,884}} = 2,39 Kt.$$

Pour le choix du coefficient de résistance, nous supposons une matière de bonne qualité, comme celle que l'on emploie pour les pièces de machines. Les valeurs usuelles de ce coefficient sont $Kt = 1300$ à 1400 kg .

est exécuté à part, on se sert, pour faire le joint, de mastic de fer, fig. 450, ou d'anneaux de cuivre maté, fig. 451 et 452, en chauffant fortement, au préalable, le cylindre extérieur, ou sans le chauffer ; on emploie aussi du chanvre fortement serré dans le joint, comme dans les boîtes à étoupes, etc. En procédant suivant la première méthode il est généralement prudent de veiller à éviter les cassures.

Il faut, en tous cas, apporter un grand soin à assurer l'étanchéité du joint qui sépare, d'un côté l'espace chauffé dans lequel arrive constamment la vapeur de la chaudière, et de l'autre l'intérieur du cylindre à vapeur dans lequel règne, en moyenne, une pression beaucoup plus basse. Avec la difficulté d'accès des places où se font les joints, c'est une tâche qui exige beaucoup d'attention.

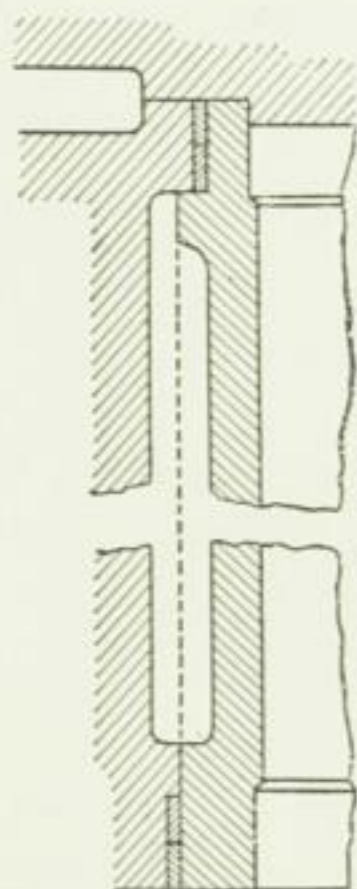


Fig. 451.

A ce point de vue et à celui d'une réduction aussi grande que possible des tensions dans la fonte, le système de construction d'enveloppe de vapeur dû à *Doerfel*, fig. 350, pl. 50, semble très avantageux¹. Les parties extrêmes de l'enveloppe, venues de fonte avec le cylindre, sont réunies par une tôle d'acier rapportée qui fait ressort dans la direction de l'axe du cylindre. Ce dispositif a été appliqué, jusqu'à présent, à des cylindres de 1650 mm d'alésage et 2500 mm de course.

Les machines ayant plusieurs cylindres réunis entre eux doivent être traitées avec des soins tout particuliers, eu égard aux différences de température qui se produisent pendant leur fonctionnement.

L'épaisseur des parois de la boîte à tiroir, des canaux, lanternes, etc., et celle du couvercle de boîte à tiroir se détermine conformément aux remarques de l'art. D, p. 32

à 37 ; en cas de besoin il convient de se reporter aux bases des formules 120 à 136, au sujet desquelles on peut aussi consulter la note placée au bas de la page 37. Considérant que de très graves erreurs ont été assez souvent commises, particulièrement en ce qui concerne la forme à donner aux couvercles de boîtes à tiroirs et la détermination de leurs dimensions, et que ces erreurs ont eu pour conséquence, à plusieurs reprises, et jusque dans ces derniers temps, de graves accidents et la mort d'un certain nombre de personnes², l'auteur croit devoir traiter particulièrement du calcul des couvercles de boîtes à tiroirs d'autant plus que la haute responsabilité du constructeur, responsabilité qui s'étend jusqu'à la vie humaine a été précisément la raison qui, en 1889 et 1890, l'a conduit à élucider la question de la fatigue réelle des plaques planes, à l'aide d'expériences permettant, conjointement avec

¹ *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, p. 1065 et suivantes — nous ferons remarquer, incidemment, que le travail expérimental auquel nous renvoyons le lecteur est le plus complet que l'on ait publié récemment sur l'influence de hauts degrés de compression.

² Nous citerons, à ce propos, l'accident survenu le 3 novembre 1891, sur le Rhin, dans le port de Mannheim, et dans lequel une personne fut grièvement blessée, et celui qui eut lieu le 17 mars 1892 à Duisbourg et causa la mort de sept hommes. A ces accidents s'est ajouté, plus récemment, — le 2 janvier 1895 — la rupture du couvercle de la boîte à tiroir d'une machine de laminoir, accident qui a coûté la vie à trois hommes, tandis qu'un quatrième s'en tira avec une blessure légère.

Nous déterminerons d'abord, pour les deux premiers accidents, la pression de vapeur dans la boîte à tiroir, avec laquelle il fallait s'attendre à la rupture du couvercle.

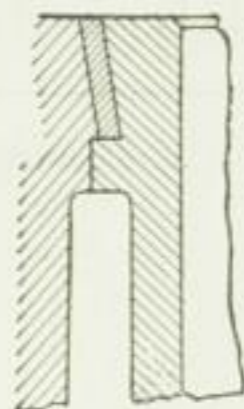


Fig. 450.

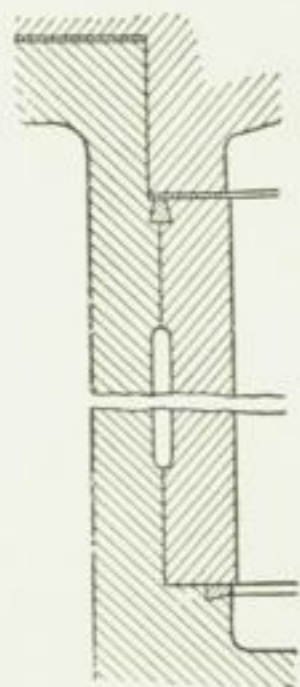


Fig. 452.

chaudières à vapeur, tenue à Nuremberg les 16 et 17 juin 1892. [Procès-verbal de cette assemblée. p. 83 et suivantes ou Revue de la dite Union, 1893, p. 1 et suivantes]. Ce rap-

$$K_f = \mu_0 K_t \sqrt{\frac{e_1}{z_0}} = K_t \sqrt{\frac{5,88}{2,03}} = 1,7 K_t,$$

$$\frac{1}{12} \mu 70^3 p \sqrt{\frac{1}{2}} = 1,7 K_t \frac{100^4}{5,88}$$

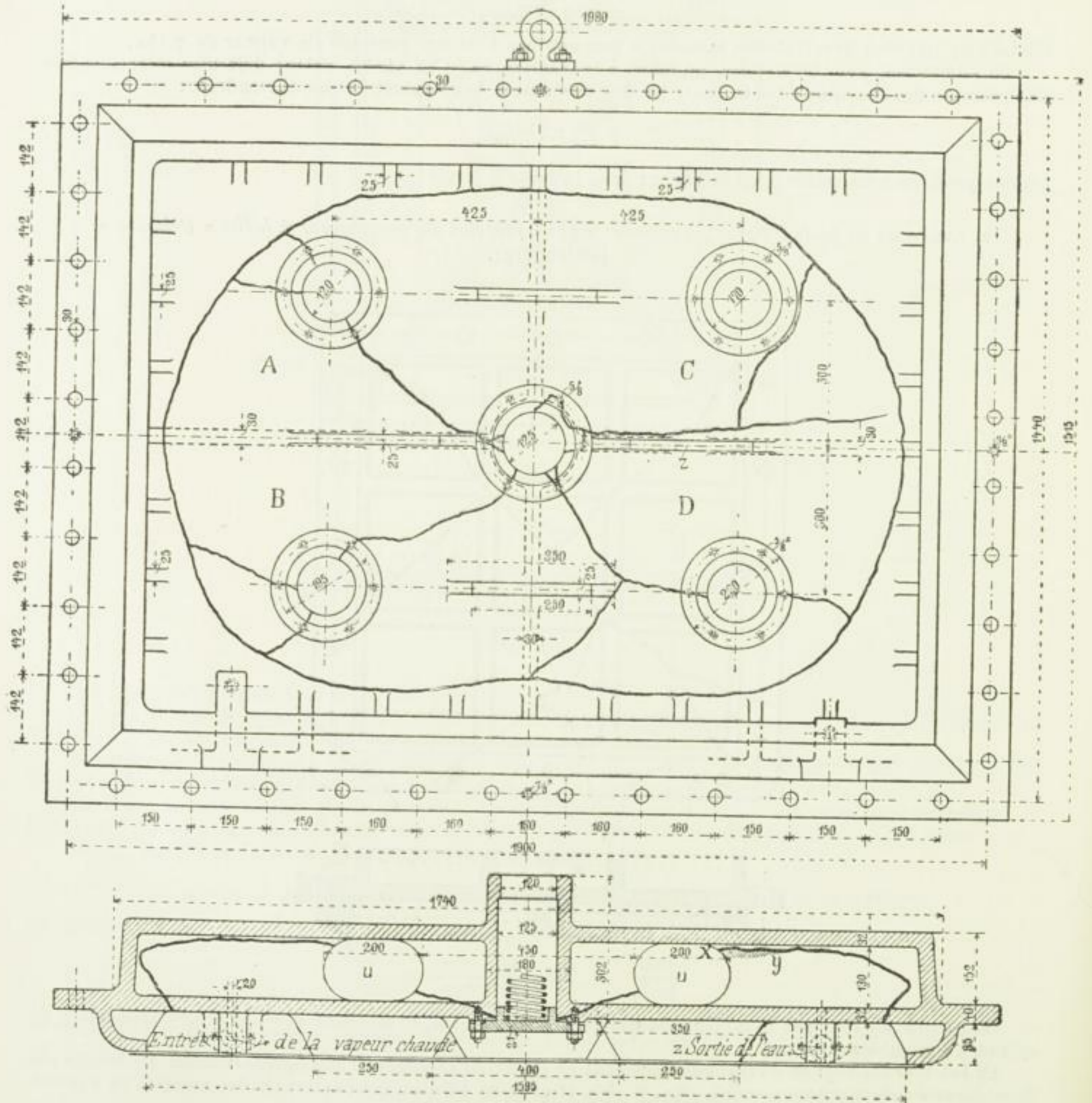


Fig. 456.

d'où, avec $\mu = 1$ et $K_t = 1200$, résulte :

$$p = 15,3 \text{ kg/cm}^2.$$

port contient un article relatif à l'estimation du degré de responsabilité qui incombe, en réalité, aux ingénieurs dont les constructions ont abouti à un accident, par suite d'une résistance insuffisante de parois planes).

C'est-à-dire que la rupture était à prévoir sous une pression effective de 15,3 kg.

D'après ce qui a été expliqué à l'art. 1 ($kl = 240$) le couvercle aurait dû subir, au plus, une charge de 3 kg/cm² en nombre rond. On suppose d'ailleurs qu'il n'existait, dans l'état primitif du couvercle, aucune tension notable de la fonte; mais cette supposition ne devait guère pouvoir se réaliser avec la forme adoptée, on suppose en outre que la matière était de la fonte tenace et qu'il n'était pas nécessaire, pour obtenir un joint étanche, de serrer assez fortement les boulons, pour que la présence du bras de levier x (distance de la surface de joint aux boulons) donnât lieu à une augmentation notable de l'effort à la flexion.

3. Couvercle de boîte à tiroir du cylindre à basse pression d'une machine de laminoir.

La machine mise en train à la fin de mars 1894 et dont les deux cylindres sont placés l'un derrière l'autre est à condensation et pourvue d'un régulateur agissant sur l'admission dans le cylindre de la haute pression. Puissance indiquée près de 1800 chevaux à 90 tours par minute. En raison des nécessités du service, le travail produit varie très rapidement et très fréquemment — d'après les indications de l'usine qui a fourni la machine — entre 200 à 300 et 1500 à 1800 chevaux indiqués, ce qui correspond absolument à une variation de la pression entre 0,5 et 5 kg, dans la boîte à tiroir du cylindre à basse pression. Tension de la vapeur arrivant de la chaudière 7 kg.

Le couvercle de la boîte à tiroir du cylindre à basse pression est en fonte et creux comme on peut le voir sur les figures 456 et 457. Les deux parois de faces sont réunies au milieu par la périphérie d'un cylindre et aussi par des nervures formant croisillon. L'ouverture entourée par la périphérie du cylindre sert à recevoir un ressort qui appuie sur le tiroir. Les nervures du croisillon d'assemblage sont interrompues en 4 endroits sur 200 mm de longueur. La face extérieure a 4 ouvertures placées à peu près au milieu des espaces A, B, C et D compris entre les nervures. Ces ouvertures, de 120 mm de diamètre, sont destinées à l'extraction de la masse du noyau (trous de vidange), et sont fermés par des couvercles. La vapeur de chauffage s'introduit dans le couvercle de boîte à tiroir par un trou de 20 mm d'ouverture de la manière suivante. La vapeur, prise par un tuyau de 26 mm d'ouverture sur la conduite venant de la chaudière, passe d'abord dans l'enveloppe du cylindre à haute pression, puis dans la pièce placée entre les deux cylindres et qui en forme les fonds, de là elle va dans l'enveloppe du cylindre à basse pression dont elle traverse le fond postérieur; enfin, en sortant de ce fond avec toute l'eau de condensation, elle arrive dans le couvercle de la boîte à tiroir du cylindre à basse pression.

Le travail avait été repris le 2 janvier 1895 au matin et le laminage avait bien marché jusqu'à midi. A peu près à ce moment la machine fut arrêtée et c'est au moment de la remise en train que la rupture se produisit subitement, en lançant la pièce la plus lourde et du poids de 112 kg à plus de 14 mètres de distance. Les lignes de rupture sont indiquées sur les figures. A part quelques endroits défectueux dans les surfaces de rupture on put trouver qu'une des nervures présentait en xy (fig. 456 en bas à droite) — la place est indiquée par des hachures — une cassure ancienne d'environ 100 mm de longueur. Les épaisseurs de paroi indiquées sur les dessins, ainsi que les autres dimensions, ont été relevées sur le plan de construction de l'usine qui a fourni la machine. L'enlèvement de la partie brisée de la face extérieure a montré que l'épaisseur était de 30 mm au lieu de 32 indiqués sur le plan; mais cette différence rentre parfaitement dans les limites de variation dont il faut tenir compte dans l'exécution d'une pièce de fonte.

L'examen des conditions de l'accident conduit aux résultats suivants:

Après l'arrêt de la machine la tension totale de la chaudière a dû se communiquer d'abord à la conduite d'adduction de la vapeur, en même temps que la pression dans le couvercle chauffé de la boîte à tiroir se rapprochait rapidement de cette tension. Le calcul de l'effort subi par la paroi doit donc être basé sur l'existence, à l'intérieur de la boîte, d'une pression de 7 kg.

Si l'on admet tout d'abord que la liaison des deux parois des faces par l'entremise du croisillon de

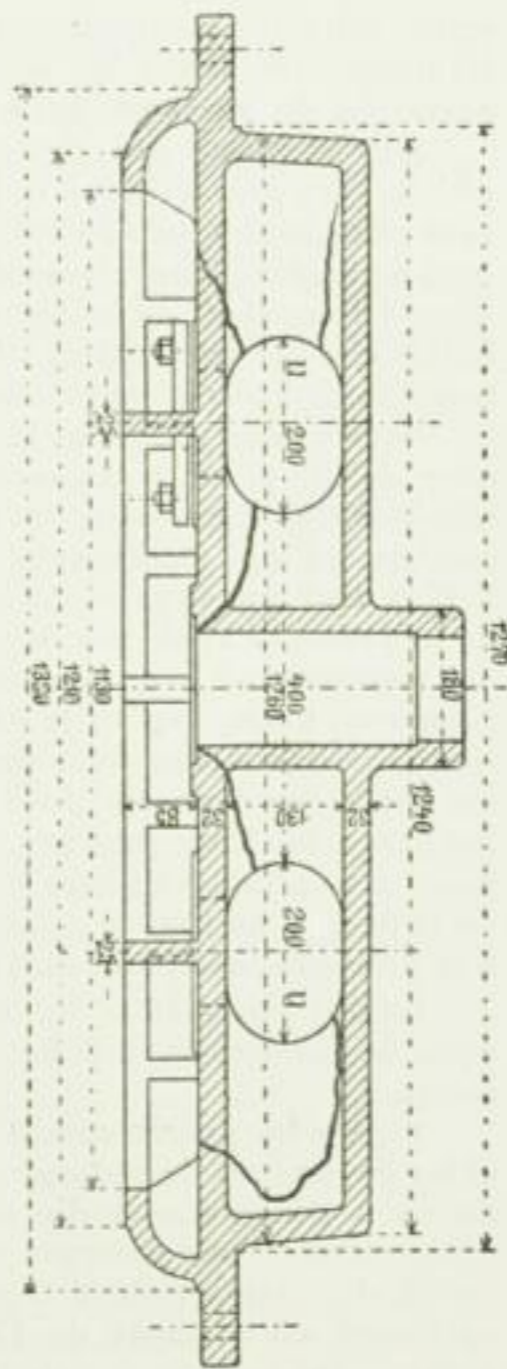


Fig. 457.

Ainsi que la voie du raisonnement l'a démontré dans le travail *Elasticität und Festigkeit*, première édition, p. 361 et suivantes, deuxième édition, p. 416 et suivantes, troi-

nervures fût tout à fait suffisante pour transmettre la pression de la vapeur, il y a lieu d'examiner les 4 compartiments A, B, C et D de la paroi extérieure au point de vue de leur résistance. Pour chacun de ces compartiments on devrait compter, d'après la formule 134, si le trou de vidange n'existait pas, avec une longueur de 800 mm et une largeur de 600 mm en nombres ronds, en présence d'une pression de vapeur égale à 7 kg/cmq, sur un effort de :

$$\frac{3}{8} \frac{7}{1 + \left(\frac{60}{80}\right)^2} \left(\frac{60}{3}\right)^2 = 672 \text{ kg/cmq.}$$

Mais le trou de vidange est placé au milieu des compartiments, c'est-à-dire précisément à l'endroit où les fibres fatiguent le plus, le compartiment est ainsi affaibli autant qu'il peut l'être par l'ouverture de 120 mm de largeur et par les trous des prisonniers qui ont 16 mm de diamètre; le maximum de fatigue de la face s'élève en conséquence ici à une valeur qui pourrait dépasser notablement 1000 kg et dont la détermination exacte, par le calcul, serait actuellement impossible à défaut d'expériences. On voit très nettement, dans les compartiments A et B, le parcours en diagonale des lignes de rupture; il traverse constamment les trous de boulons. Il en est à peu près de même pour le compartiment D. Quant à la déviation du parcours dans le compartiment C, nous ferons plus loin les remarques nécessaires.

La résistance des divers compartiments est donc beaucoup trop faible, tout en faisant complète abstraction des tensions qui existent dans la fonte, de l'influence des différences de température qui peuvent se produire, et de l'influence des efforts à la flexion auxquels peut donner lieu le serrage des boulons de brides. Une circonstance qui n'est pas non plus sans importance est que la pression varie fortement à l'intérieur de la boîte à tiroir: tantôt elle est inférieure à la pression atmosphérique extérieure, tantôt elle lui est plusieurs fois supérieure (voir plus haut), ce qui correspond à de continuelles vibrations du couvercle tout entier.

Pour ce qui concerne la liaison des deux parois au moyen des nervures en croix, il convient d'expliquer qu'elle procure seulement une sécurité très douteuse. Il peut exister en ce cas, dans la fonte, des tensions très importantes et ce sont très probablement des tensions de ce genre qui ont produit l'ancienne cassure, en *xy*, mentionnée plus haut. Cela suffit à rendre impossible tout calcul tant soit peu exact de l'effort réel que supportent les nervures. A cela vient s'ajouter l'impossibilité d'une répartition régulière de la pression subie par la paroi extérieure (en nombre rond $4 \cdot 80 \cdot 60 \cdot 7 = 134\,400 \text{ kg}$), il ne faut même pas compter sur une suppression partielle de cet effort à l'aide des nervures en croix, fussent-elles ininterrompues; mais, par suite de l'interruption de ces nervures, les tensions à la traction auxquelles donne lieu la transmission de la pression indiquée, se reportent dans une mesure singulièrement augmentée sur les bords des nervures, dont elles entraînent la rupture, comme le montre le trajet de cette dernière dans les nervures. Il ne faut pas non plus perdre de vue qu'aux tensions normales existant, d'après ce que nous avons observé jusqu'à présent, dans les nervures, se joignent les tensions transversales résultant de la flexion de tout le couvercle sur lequel — à part l'influence du serrage des boulons — agit, pour une pression intérieure de 4 kg, une force totale dont la grandeur est $174 \cdot 127 \cdot 4 = 84\,392 \text{ kg}$.

La déviation de la ligne de rupture dans le compartiment C est la conséquence de l'ancienne cassure de la nervure en *xy* et de l'influence prépondérante qui en est résultée pour la nervure extérieure *y*.

Toutes les autres conditions restant les mêmes, le couvercle se serait montré beaucoup plus résistant si les ouvertures de vidange, ainsi que les interruptions *u* du croisillon de nervures, interruptions nécessaires à l'écoulement du liquide, avaient été placées plus près du pourtour ou du bord et réduites en dimensions. Nous pouvons nous abstenir d'examiner jusqu'à quel point l'accumulation de l'eau dans la cavité du compartiment B peut avoir été nuisible. Par suite de l'abaissement de température de ce compartiment au moment de l'accident — alors que la vapeur arrivait avec une tension rapidement croissante — les tensions existant dans la fonte ont pu augmenter et il a pu s'en produire d'autres.

Les accidents qui viennent d'être décrits prouvent nettement la nécessité de prévoir la possibilité d'une arrivée de vapeur à pleine pression dans la boîte à tiroir du cylindre à basse pression et à l'intérieur du fond, de déterminer par le calcul la résistance des couvercles de boîtes à tiroirs et celle des parois analogues, et de recourir à l'acier de moulage tenace ou au métal forgé lorsque la fonte semble insuffisamment résistante, en égard aux conditions de son emploi. Tout en faisant complètement abstraction des prescriptions administratives, il faut sans hésitation renoncer à l'usage des couvercles en fonte que l'on doit considérer comme parties de la paroi d'une chaudière à vapeur, quand leur grandeur atteint, comme dans les cas ci-dessus, 720/840 mm, 760/770 mm, 1080/1515 mm). On installe des couvercles en fonte sur des machines à vapeur auxquelles ils peuvent causer des accidents, d'une manière analogue à celles décrites ci-dessus, bien que, fréquemment, l'emploi d'une pièce de ce genre en fer fondu tenace se montre moins coûteux (voir à ce sujet, p. 37, le dernier paragraphe de l'art. 9).

sième édition, p. 552 et suivantes, il faut prévoir la rupture d'une pareille plaque, fig. 453, à peu près suivant la diagonale. Des expériences entreprises plus tard (voir par exemple les p. 371, 425 et 426, 561 et 562, ainsi que les pl. 13, 14 et 17, de l'ouvrage cité) ont montré que ce trajet des lignes de rupture correspond aussi à la réalité. Les accidents décrits dans la note insérée au bas des pages 619 à 624 (fig. 454 et 455) le montrent aussi. On doit, d'après cela, considérer le couvercle, fig. 453, sauf introduction d'un coefficient rectificatif à trouver par expérience, comme une barre encastrée suivant ses diagonales et chargée :

- a. par la pression p du fluide agissant sur la surface interne du couvercle et dont la grandeur est $0,5 a b$,
- b. par la force de résistance des boulons, dont la valeur est $0,5 a b p$.

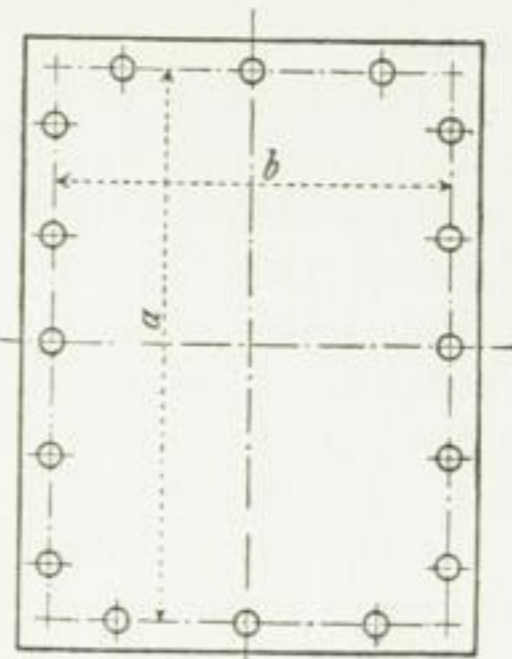


Fig. 453.

On suppose en outre que l'obturation du joint a lieu très près des boulons. Si cette supposition ne se réalise pas, aux deux forces dont la plaque est chargée s'en ajoute une troisième qui agit sur la surface d'obturation (pression de butée) et dont la grandeur augmente aussi la valeur de la force mentionnée en b , comme cela a été expliqué pages 605 et suivantes. On tient déjà compte, il est vrai, de ce supplément de fatigue jusqu'à un certain degré, en admettant que la surface soumise à la pression de a s'étend jusqu'au milieu des boulons, tandis que, conformément à la figure 438, p. 605, elle a seulement, au lieu de $0,5 a b$, la grandeur $0,5 (a - 2x) \cdot (b - 2x)$.

D'après les p. 365 (première édition), 421 (seconde édition) et 557 (troisième édition) de l'ouvrage *Elasticität und Festigkeit*, le moment fléchissant atteint alors, pour la section de rupture prise suivant la diagonale :

$$M_f = \frac{1}{12} \frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}} p.$$

Si maintenant on désigne par :

- I le moment d'inertie de la section indiquée sur la largeur $\sqrt{a^2 + b^2}$,
- e_2 l'écartement des fibres les plus fatiguées de la section, par rapport à l'axe principal, considéré, de cette dernière,
- k_f l'effort à la flexion admissible pour la matière, conformément à la formule 137, p. 40, effort qui dépend de la forme de section.

on trouve avec le coefficient rectificatif μ (voir p. 35 et suivantes) :

$$M_f = \frac{1}{12} \mu \frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}} p = k_f \frac{I}{e_2} \quad (511)$$

La plaque devant être considérée plutôt comme reposant librement sur ses appuis que comme encastrée, il y a lieu d'adopter pour le coefficient μ , d'après la page 37 :

$$\mu = 1 \text{ à } \frac{3}{8}$$

et pour la valeur μ_0 , de laquelle dépend k_f , d'après les p. 40 et 41

$$\mu_0 = 1 \text{ à } 1,1,$$

en admettant que les fibres soumises au maximum de fatigue se trouvent dans la croûte de fonte. Si, par suite de l'ajustage, cette croûte n'existe plus on peut, conformément à la p. 41,

introduire μ_0 dans le calcul avec une valeur convenablement majorée. Etant donné le but de nos calculs de résistance, il convient de prendre μ et μ_0 plutôt un peu trop petits que trop grands.

124 Pour le choix de k_f , particulièrement s'il existe des nervures extérieures, comme par exemple celles des couvercles, fig. 454 à 457, il convient d'observer que, pendant le travail, les fibres intérieures (pressées) du couvercle auront une température plus élevée que celle des fibres extérieures des nervures, surtout lors de l'introduction de la vapeur dans la boîte à tiroir froide, ou même quand la machine est arrêtée, si les nervures sont exposées à l'action refroidissante de l'air. Cette différence de température dont on n'a pas tenu compte jusqu'à présent — à la connaissance de l'auteur — donne par elle-même lieu à une tension, à la traction, des fibres de nervures situées le plus à l'extérieur; elle a donc pour effet d'augmenter l'effort trouvé par le calcul. Dans ces conditions il est bon — *tout en observant les règles de prudence propres à assurer la compacité de la fonte et à supprimer le plus possible les tensions dans le métal*, — de ne pas prendre pour k_t une valeur supérieure à 200 ou 250 kg, si l'on introduit pour p , dans le calcul, la plus forte tension de service.

125 C'est, en principe, une faute que de disposer les nervures de manière que, pendant la flexion elles soient sur le côté tiré, comme par exemple sur les figures 454 et 455: d'une part à cause de l'influence, que nous venons de mentionner, de la différence de température, mais surtout parce que l'on obtient alors pour l'écartement e_1 des fibres, dont l'influence se fait puissamment sentir dans la formule 511, une valeur relativement plus grande. Il se trouve parfois qu'une simple plaque rectangulaire de section égale à celle d'une plaque pourvue de nervures extérieures est plus résistante que cette dernière. La résistance se présente dans des conditions relativement moins défavorables avec le type de construction figure 458, dont l'axe neutre est moins défavorablement situé que pour les sections figures 454 et 455.

Il est en outre bien connu que la compacité de la fonte laisse souvent à désirer, à l'endroit où les nervures se joignent à la plaque.

Les nervures — en admettant en somme qu'on les adopte — ne sont puissamment efficaces que si elles sont placées intérieurement de manière qu'aux fibres tirées corresponde le plus petit et non le plus grand écartement du centre de gravité, comme par exemple on peut le voir sur la figure 459. En général, les couvercles bombés méritent la

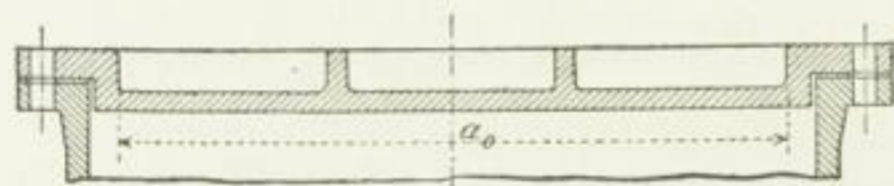


Fig. 458.

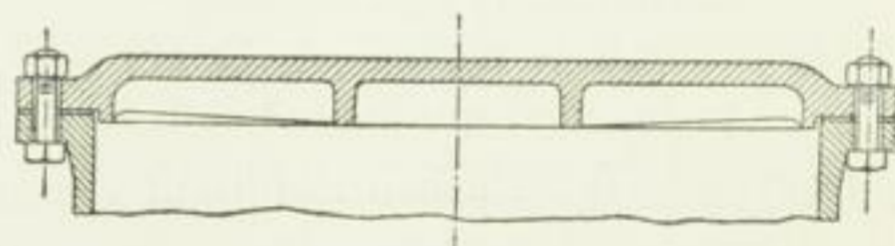


Fig. 459.

préférence; la figure 459, les fig. 318 et 319, pl. 46, et la figure 460 montrent des couvercles ainsi construits. Le dernier surtout, exécuté par *Kiesselbach* est susceptible d'une résistance considérable. Quand les dimensions sont grandes et les pressions élevées, il est plus avantageux de recourir à la fonte creuse ou de remplacer la fonte par de l'acier de moulage tenace ou du métal forgé. En tout cas il convient toujours d'apporter l'attention nécessaire aux tensions de la fonte, tant naturelles que provenant des différences de température, ainsi qu'aux bras de leviers sur lesquels agissent, en présence des surfaces d'obturation, les efforts des boulons qui fournissent la pression de butée. (Pour ce dernier point voir les observations contenues dans les pages 605 et suivantes).

Avec des sections complexes il faut naturellement satisfaire, non seulement à la formule 511, mais aussi à la condition de ne pas exposer à la rupture une partie de la paroi plutôt que les autres. Si, par exemple, le couvercle de la figure 458 n'avait pas de nervures, il serait exposé au danger d'une rupture de la plaque, de longueur a_0 en son milieu. Cette partie médiane, que l'on peut considérer approximativement, comme encastree au pourtour devrait alors avoir, conformément à la formule 134, p. 37, l'épaisseur :

$$h = \frac{b_0}{2} \sqrt{\frac{3}{4} \frac{2}{1 + \left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2} \frac{p}{k_f}}$$

$T \approx$

b_0 désignant le petit côté de cette partie moyenne plane du couvercle et k_f , un coefficient à

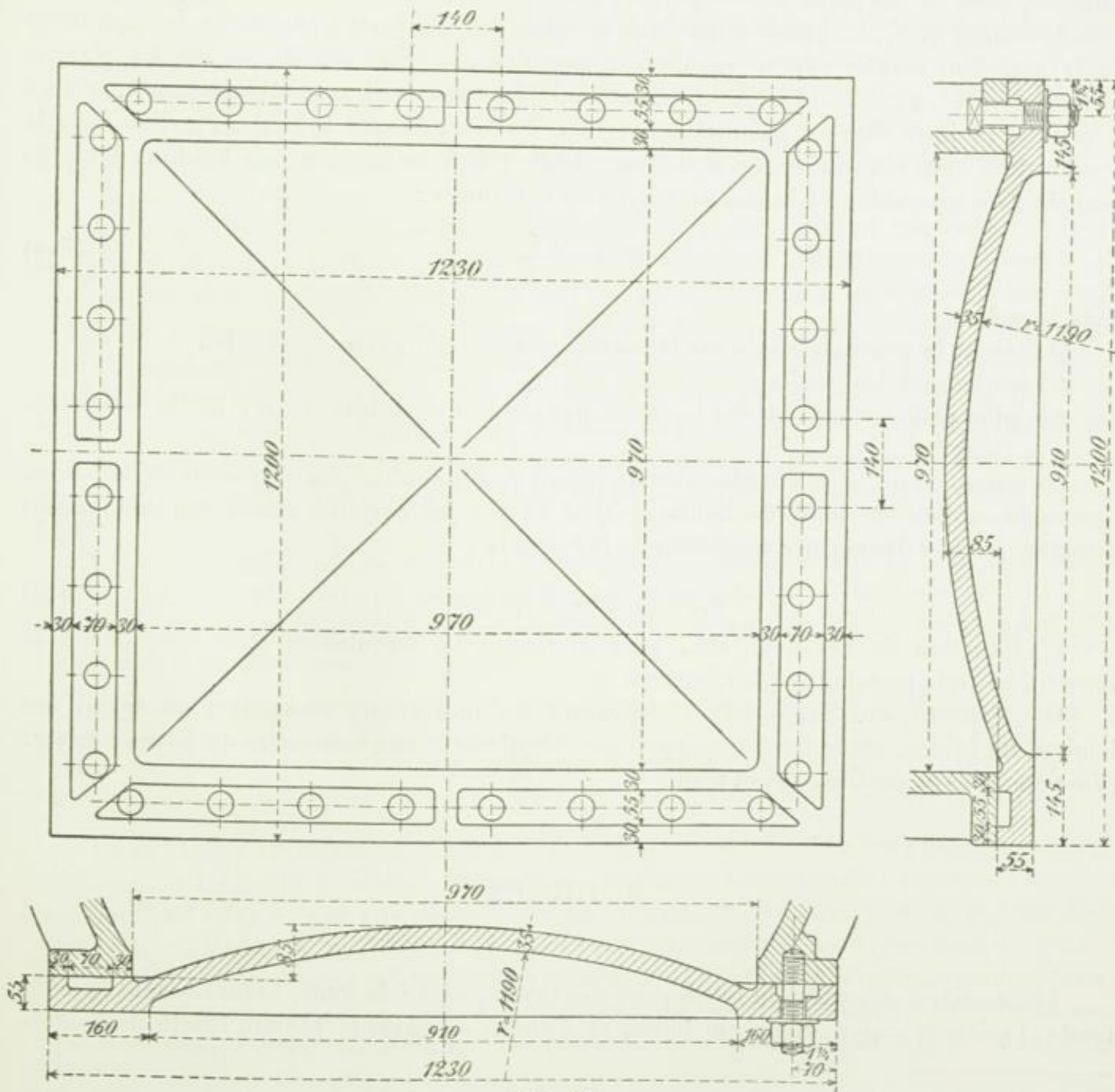


Fig. 460.

choisir, conformément aux indications de la page 41 pour une section rectangulaire (280 à 350 kg au plus en cas de présence de la croûte de fonte).

Au sujet de l'épaisseur des brides du couvercle, il y a lieu de tenir compte des remarques contenues pages 608 et 609 ; ainsi qu'on doit le faire au sujet des conditions auxquelles il faut satisfaire quand l'obturation arrive à se produire en dehors des boulons, comme dans le cas des figures 458 et 459.

Pour ce qui concerne les *boulons* servant à fixer le couvercle, il est important de ne pas perdre de vue que la pression totale sur le couvercle ne se répartit pas également sur tous les boulons. La règle en vertu de laquelle on admet implicitement l'égalité de répartition s'applique seulement aux ouvertures circulaires et non à celles de forme elliptique et rectangulaire. Dans ce dernier cas — la plaque supposée plane, — les boulons les plus rapprochés du centre de gravité de la surface couverte (le point sur lequel on peut concevoir la concentration de la pression totale) supportent une charge supérieure à celle des boulons plus éloignés, dans le cas de la figure 453, les boulons du milieu des grands côtés supportent plus de charge que ceux placés à une distance plus grande. Cette irrégularité de répartition de la pression, établie expérimentalement par l'auteur dans ses études sur les plaques rectangulaires¹, a conduit l'Union internationale des sociétés de surveillance des chaudières à vapeur, en juin 1891, à recommander pour les assemblages à boulons usités dans la construction des chaudières, de déterminer l'effort P à la traction des boulons les plus chargés d'un assemblage à brides au moyen de la formule :

$$P = \frac{Q t}{2 \pi e}, \quad (512)$$

dans laquelle :

Q désigne la pression totale sur la surface chargée (ellipse ou rectangle),

t l'écartement des boulons,

e le plus petit écartement des boulons, par rapport au centre de gravité de la surface chargée².

On admet en outre que le diamètre de noyau d_1 des boulons, en supposant qu'ils soient, comme la matière du joint, de bonne qualité, et que les surfaces soient convenablement dressées, peut se déterminer au moyen de la formule :

$$d_1 = 0,045 \sqrt{P} + 0,5 \text{ cm} \quad (513)$$

L'adjonction de nervures, etc., peut diminuer ou augmenter cette irrégularité de répartition de la pression sur les boulons.

On trouvera, aux pages 633 et suivantes les indications nécessaires au calcul des boulons de brides, ces indications s'appliquent également aux couvercles de boîtes à tiroir. (Voir aussi les pages 643, 644 et 609).

B. TUYAUX

Les matières servant à la fabrication des tuyaux sont : la fonte, le fer soudant et le fer fondu, l'acier, le cuivre rouge, le laiton et d'autres alliages, le plomb, l'étain, le bois, le

¹ Voir *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1890, fig. 13, p. 1140, notes de la p. 1106, colonne de gauche et p. 1144 colonne de droite, ou *Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten*, etc. (*Expériences sur la résistance des plaques planes*), p. 61, 87 et 103, ou encore *Elasticität und Festigkeit*, 1894, p. 427, 1898, p. 563.

² Règles de Hambourg (*Hamburger Normen*), p. 5. La formule 512 a été proposée par Abel.

carton asphalté ou goudronné, la pierre, le ciment, la poterie de grès, etc. On ne peut compter, parmi les éléments de machines, que les tuyaux en métal ou en alliage ; c'est par conséquent à ces seuls tuyaux que s'étendent les explications qui vont suivre¹.

I. Tuyaux en fonte.

Ces tuyaux se coulent debout ou couchés. Le dernier mode de fabrication, qui est le plus ancien, donne des produits moins parfaits.

Le noyau des tuyaux coulés horizontalement se courbe d'abord de haut en bas, en vertu de son propre poids, puis de bas en haut parce que la fonte liquide le soulève quand elle pénètre dans le moule. Cette cause suffit pour donner ordinairement aux parois une épaisseur irrégulière, sans parler des chances de déplacement ou de dérangement du noyau. La suppression de cet inconvénient, en présence des forces mentionnées ci-dessus, ne peut s'obtenir complètement en soutenant le noyau et, d'autre part, les goujons servant à le soutenir ne se soudent pas toujours à la fonte, ce qui peut donner lieu à une étanchéité imparfaite aux endroits où ils se trouvent. Cet inconvénient se fait particulièrement sentir avec des pressions élevées.

A ce défaut des tuyaux coulés horizontalement s'en ajoute un autre, provenant de ce que les vapeurs et les gaz produits lors de la coulée se dégagent plus rapidement dans le sens vertical que dans le sens horizontal, ce qui rend ordinairement plus poreux les tuyaux coulés dans des moules couchés. D'autre part, la compacité des cylindres creux coulés verticalement, et dont les diverses parties sont soumises à la pression, décroissante de bas en haut, d'une colonne de fonte doit, précisément à cause de cette pression (de 2 à 3 atmosphères au bas d'un tuyau de 3 à 4 mètres de longueur), être plus complète et plus grande que celle des tuyaux coulés couchés. Il est évident qu'un tuyau coulé debout, et conséquemment exempt de coutures de moule, mérite aussi la préférence en raison de son aspect.

Dans ces conditions, les fonderies qui s'occupent spécialement de la fabrication des tuyaux ne font qu'employer un procédé rationnel, en les coulant verticalement.

Le mode d'assemblage de deux tuyaux divise ces derniers en deux groupes principaux : les *tuyaux à brides* et ceux à *manchon*.

I. Tuyaux à brides.

La figure 461 montre l'assemblage de deux tuyaux à brides. Les deux faces dressées des brides, entre lesquelles la matière obturatrice est placée, sont pressées l'une vers l'autre par des boulons. Pour ne pas être obligé de dresser toute la face des brides, on leur donne une saillie d'ajustage. On creuse au tour, sur les faces de joint des brides, deux ou trois petites rainures servant à maintenir à sa place la matière du joint, que la pression du fluide tend à pousser en dehors dans le sens du rayon ; la matière obturatrice comprimée s'enfonce dans ces rainures indiquées sur les figures 498 et 499 de la page 644.

¹ Les tubes flexibles, dits *boyaux*, forment un genre particulier de tuyaux. On trouve des détails sur ces tuyaux et leurs assemblages ou *accouplements* dans le travail de l'auteur : *Die Konstruktion der Feuerspritzen*, Stuttgart, 1883, p. 3 et suivantes.

12

La nature de la matière obturatrice dépend, en général, du fluide contenu dans les tuyaux. On se sert de caoutchouc, de carton enduit de minium, de plomb, de carton d'amiante, etc., de préférence sous forme d'anneaux plats, on emploie aussi des ficelles avec du mastic au minium, etc. Pour augmenter la résistance du caoutchouc, on lui adjoint des couches intérieures ou extérieures de toile de chanvre ou même de fine toile métallique, etc.¹.

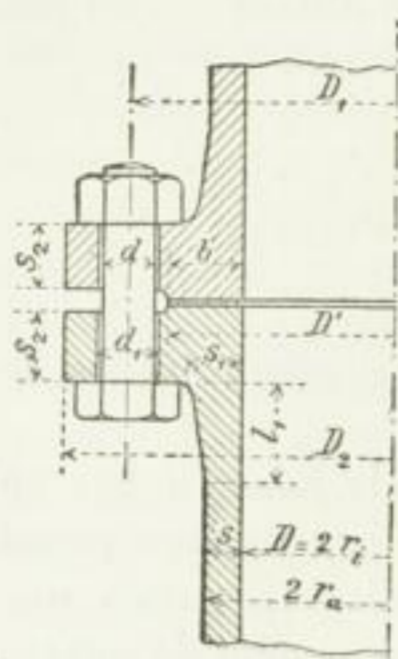


Fig. 461.

Comme l'augmentation de pression du fluide expose davantage l'anneau obturateur à être expulsé, déchiré ou altéré et, par conséquent à cesser de former joint, la hauteur ou l'épaisseur de cet anneau doit être modérée et ne pas dépasser 2 mm environ, en moyenne. Le danger qui vient d'être signalé peut s'éviter au moyen de la disposition figure 462. Ici la matière obturatrice est dans une cavité dont le bord extérieur l'empêche de s'échapper. Avec la disposition figure 461, le joint est, suivant sa nature, ses dimensions et les conditions dans lesquelles il se trouve, plus ou moins exposé à être détruit quand la pression s'abaisse ou s'élève. Pour des pressions moyennes de 10 kg/cmq, il y a déjà lieu, ordinairement, d'examiner s'il ne convient pas d'adopter la disposition figure 462, dont le rebord produit un accrochage ayant, il est vrai, l'inconvénient de rendre difficile l'enlèvement de tuyaux faisant partie de conduites déjà existantes, ou la pose de tuyaux sur de semblables conduites. Cet inconvénient est évité par le type de construction figure 464 (W. Schmitz, brevet allemand n° 76 736, du 25 nov. 1893). Une bague, que l'on peut déplacer dans le sens de l'axe du tuyaux, empêche la sortie de la garniture. En desserrant les boulons de brides et en déplaçant la bague, on peut facilement sortir et remplacer le tuyau ou la garniture qu'il s'agit de changer.

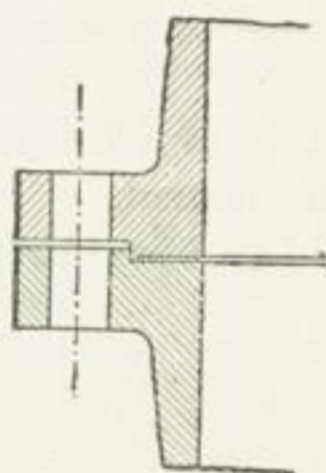


Fig. 462.

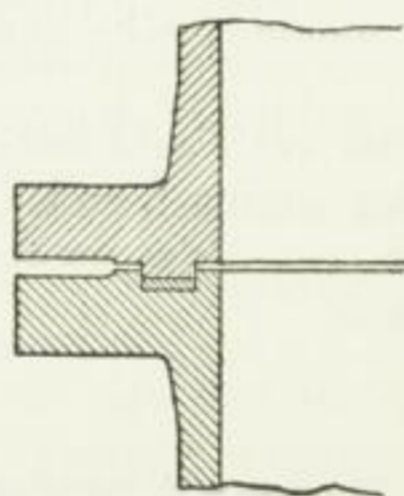


Fig. 463.

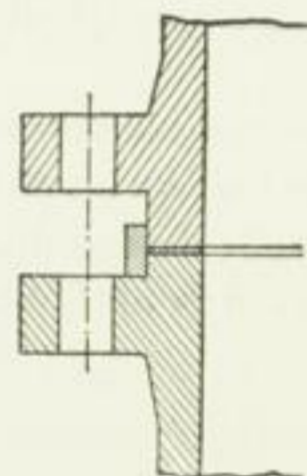


Fig. 465.

Pour empêcher la matière obturatrice de pénétrer dans le tuyau, en l'obstruant en partie, on peut recourir au dispositif figure 463. Le système de joint figure 465 a été adopté avec faveur pour les hautes pressions d'eau auxquelles donne lieu le fonctionnement des monte-charges hydrauliques. Dans ce cas, des anneaux en caoutchouc de forme ronde, servent à

¹ Le mémoire intitulé « Quelles sont les meilleures matières obturatrices pour les tensions élevées et comment ces matières se sont-elles comportées ? » dû à *Lechner* et inséré dans le procès-verbal de la 23^e assemblée des délégués et ingénieurs de l'Union internationale des sociétés de surveillance des chaudières à vapeur, tenue à Eisenach en 1894, p. 86 et suivantes, présente une comparaison de diverses matières obturatrices employées dans ces derniers temps. Ce mémoire a été publié aussi dans la Revue de la dite Union, 1894, p. 401 et suivantes (mais sans figures).

464

l'exécution des joints. Pour éviter l'inconvénient, mentionné plus haut d'un rebord qui pénètre dans la face d'une des brides, *Haniel et Lueg* ont imaginé le dispositif figure 466¹.

Les figures ci-après représentent d'autres modes d'assemblage faisant partie de la même catégorie et pouvant s'appliquer à des tuyaux soumis à des pressions élevées. Celui de la

figure 467 (*Sander*, brevet allemand n° 61607) permet une déviation limitée, il est vrai, des deux axes de tuyaux et empêche la matière obturatrice d'être repoussée vers l'extérieur par



Fig. 465.

Fig. 466.

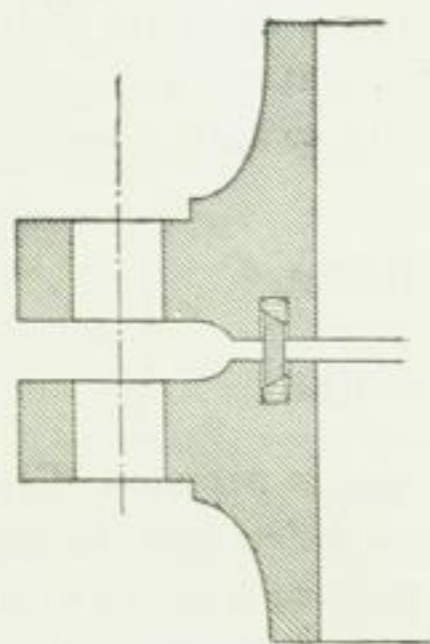


Fig. 467.

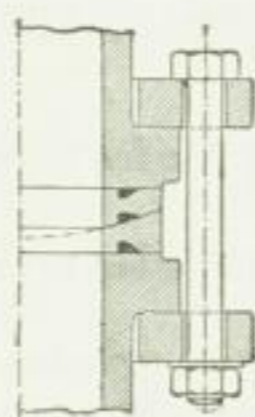


Fig. 468.

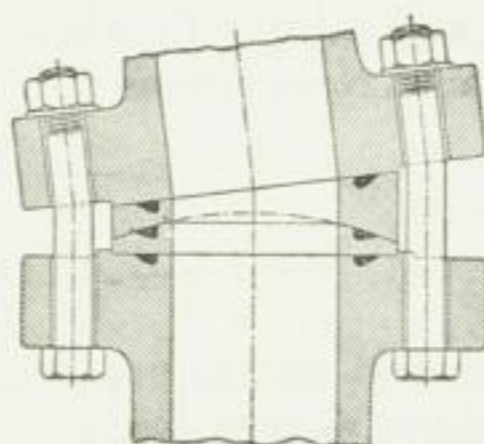


Fig. 469.

la pression ; les assemblages 468 et 469 (*Haniel et Lueg*, brevet allemand n° 59266) assurent une mobilité plus grande mais ont pour effet (fig. 469) de faire travailler, d'une

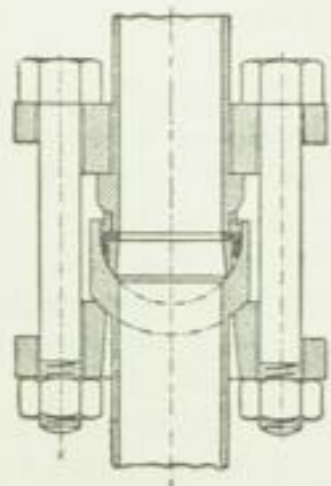


Fig. 470.

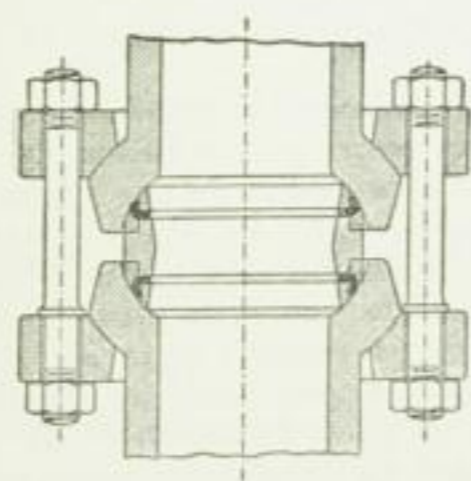


Fig. 471.

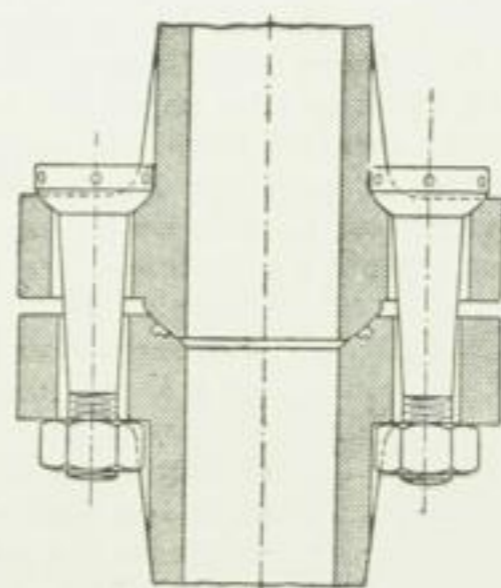


Fig. 472.

manière très inquiétante, les boulons à la flexion. Les types de construction dus à *C. Hoppe*, fig. 470 et 471 (brevet allemand n° 36798) sont exempts de cet inconvénient. La partie interne des brides se compose de deux parties réunies par une bague passée à chaud. Le joint figure 472 (*C. Hoppe*, brevet allemand n° 42126), semble moins parfait mais plus simple.

¹ Ernst, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 542.

L'emploi d'anneaux en amiante ou en métal se recommande par les tuyaux exposés à des températures élevées. C'est ainsi, par exemple, que *Schwörer* fait les joints de ses surchauffeurs avec un mastic dans lequel il introduit un anneau en métal (brevet allemand n° 64 013, du 30 décembre 1891).

Au sujet des *dimensions des tuyaux*, il y a lieu de noter ce qui suit.

Dans le plus grand nombre des cas d'emploi, des considérations relatives à la fabrication des tuyaux, à leur maniement pendant le transport et la pose, ainsi qu'aux fatigues supplémentaires pouvant résulter des différences de température (conduites de vapeur), des forces extérieures, particulièrement quand il s'agit de tuyaux couchés dans la terre (de la régularité de leur pose, de la pente à leur donner, etc.), exigent une *épaisseur de paroi* supérieure à celle indiquée par la formule 124, p. 34, qui tient compte exclusivement de la pression intérieure du liquide. C'est donc sur ces considérations que l'on doit ordinairement se baser et elles ont, naturellement, d'autant plus d'influence que le diamètre des tuyaux est plus petit, de façon que les formules indiquées par l'expérience comme nécessaires et suffisantes pour calculer l'épaisseur des parois doivent comprendre une valeur supplémentaire importante. Nous posons :

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{D}{60} + 7 \text{ mm pour les tuyaux coulés debout,} \\ s &= \frac{D}{50} + 9 \text{ mm pour les tuyaux coulés couchés,} \end{aligned} \right\} \quad (514)$$

en supposant que la pression de service soit de 10 kg/cmq, que la pression d'épreuve ne dépasse pas 20 kg et que la conduite ne soit pas exposée à des différences de température considérables. Si cette dernière supposition ne se réalise pas, comme cela arrive, par exemple, pour beaucoup de conduites de vapeur, il est bon de compter, pour des ouvertures de tuyaux d'environ 100 mm, sur une augmentation de $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{4}$ de la dimension s calculée d'après la formule 514¹. Il en est à peu près de même pour les tuyaux des conduites

¹ Il est encore plus sûr, en général, de ne pas employer les tuyaux en fonte pour les conduites de vapeur, et particulièrement pour celles de grand diamètre, mais d'adopter ceux en fer malléable et tenace. Dans le but de prévenir les accidents, on devrait considérer ce point avec beaucoup plus d'attention qu'on le fait encore actuellement. Voir à ce sujet, p. 651 la remarque finale au sujet des tuyaux soudés en spirale, ainsi que les pages 655 à 656.

Dans ces derniers temps, la Société des Ingénieurs allemands a constitué un comité d'experts chargé d'élaborer et de proposer des types normaux pour les conduites de vapeur destinées à supporter des pressions élevées. Comme limite supérieure d'application de ces types on a fixé, tout d'abord, 20 atmosphères et comme limite inférieure 15 atmosphères. Le comité a l'intention de fixer la limite suivante à l'emploi de la fonte : cet emploi serait admissible pour les tuyaux jusqu'à 150 mm d'ouverture et jusqu'à 8 atmosphères de pression pour les tuyaux et soupapes ; mais de 8 à 12 atmosphères de pression il ne le serait plus que pour les soupapes. Les lanternes de soupapes qui, d'après cela, ne doivent plus se faire en fonte seraient exécutées en bronze ou en acier de moulage ($K_t \geq 3800 \text{ kg}$, $\varphi \geq 20 \text{ o/o}$). Le cuivre et le fer malléable entrent en ligne de compte pour les tuyaux. Au sujet de la première de ces matières, ce sont les prescriptions de la marine impériale, voir p. 656 et 657 qui doivent servir de bases. L'adjonction, aux extrémités des tuyaux en fer, de collets soudés ou brasés en bout (voir par exemple figure 502, p. 646), ne doit être considérée comme admissible que pour des tuyaux dont le diamètre intérieur va jusqu'à 150 mm d'ouverture ; au delà, les têtes doivent être soudées à recouvrement (voir fig. 473 et fig. 529, 530, 531, p. 649). L'assemblage à brides est supposé exécuté comme le montre la figure 473 : en haut est le tuyau supérieur en fer malléable, à tête soudée à recouvrement, contre laquelle porte la bride exécutée en acier de moulage, en bas est la lanterne de soupape, avec anneau de centrage pénétrant dans une cavité correspondante de la tête du tuyau. On emploie comme garniture de joint une corde en caoutchouc comme nous l'avons déjà indiqué p. 630 et 631.

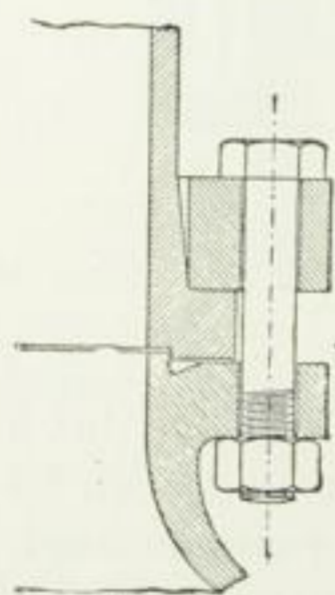


Fig. 473.

La décision définitive du comité au sujet des types normaux ne devait pas être publiée avant la seconde moitié de l'année 1899.

kg/cm²

exposées à des influences particulièrement nuisibles. On peut, d'autre part, réduire l'épaisseur des tuyaux dans lesquels n'existe qu'une faible pression, comme par exemple ceux de conduites à gaz, à air, etc.

Les tuyaux pour *hautes pressions*, nécessaires aux conduites d'eau en charge, se calculent en tenant compte des observations ci-dessus, d'après la formule 124, moyennant l'adjonction d'un supplément de 7 mm, quand ils sont coulés debout, c'est-à-dire d'après la formule :

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_t + 0,4 p_i}{k_t - 1,3 p_i}} + 0,7, \quad (515)$$

en admettant que l'on pose pour p_i le maximum de pression en service, et que la valeur de 200 kg soit seulement dépassée pour k_t lorsque des nécessités particulières obligent à employer une valeur plus élevée (voir aussi les notes au bas de la page 604).

L'épaisseur des tuyaux en fonte coulés couchés doit être plus grande, en raison des irrégularités auxquelles il faut s'attendre, tant dans l'épaisseur de cette paroi que dans la compacité du métal coulé.

Le nombre n des *boulons d'assemblage* ou de *brides* doit être pair, afin de faciliter la pose et de permettre l'emploi général des tuyaux à brides percées ; autant que possible, ce nombre ne doit pas être inférieur à 4. Au surplus on se base, pour le déterminer, sur ce que la distance entre deux boulons ne doit pas être supérieure à 160 mm environ. Plus cette distance est grande, plus les brides doivent être épaisses, sans quoi elles fléchissent sous l'influence d'une forte pression intérieure et laissent échapper le liquide (voir fig. 497, p. 644). D'autre part, plus les brides sont épaisses, plus il y a de probabilités pour que la fonte soit poreuse à l'endroit où la paroi plus mince du tuyau se joint à la bride. En supposant que l'effort exercé sur les boulons par la pression du liquide n'exige pas l'augmentation du nombre de ces boulons, tout en tenant compte de ce que les écrous doivent être fortement serrés de prime abord et resserrés ensuite fréquemment pendant le service, les nécessités spécifiées ci-dessus correspondent :

pour D = 40 à 125,	150 à 225,	250 à 300,	325 à 400,	425 à 500
à $n \geq 4$	6	8	10	12
pour D = 550, 600,	650 à 700,	750 à 800.	900	1000 mm
à $n \geq 14$	16	18	22	24 boulons.

Il est de règle de ne placer aucun boulon dans le plan vertical de l'axe du tuyau

Le diamètre d des boulons ne doit pas être inférieur à 13 mm ; mais il convient, à part cela, de le déterminer d'après les formules 166 et 165, en tenant compte du serrage suffisant à donner de prime abord aux écrous, afin que, sous l'influence de la pression du liquide, il ne se produise pas de séparation des surfaces de joint pressées l'une contre l'autre, et que l'étanchéité reste assurée. Cela revient à dire que les boulons subissent une charge supérieure à celle qui correspond à la pression intérieure¹. On peut, conséquemment, tenir compte de

¹ Pour apprécier le supplément d'effort qui peut résulter de cette cause, on peut faire le raisonnement suivant :

Soient, en se reportant à la figure 461, p. 630.

$$P = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D + D'}{2} \right)^2 p_i \quad \text{la force que chacun des boulons doit transmettre uniquement en conséquence de la pression } p_i \text{ du fluide (pression effective).}$$

cette condition en abaissant les coefficients donnés à l'endroit indiqué. Nous fixons leur abaissement à un quart environ et de là résulterait par exemple, avec les derniers coefficients de la formule 166 :

$$n \cdot 900 d^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D + D'}{2} \right)^2 p_i = \frac{\pi}{4} (D + b)^2 p_i \quad (516)$$

P_0 la force avec laquelle chacun des boulons est tendu par le serrage de l'écrou, avant que la pression du fluide entre en jeu — c'est-à-dire de prime abord.

L'influence de P_0 sur l'effort auquel sont soumis les boulons est plus ou moins grande suivant le rapport qui existe entre l'élasticité du corps pressé (il s'agit ici des deux brides et de la matière obturatrice interposée), et celle des boulons.

1. *La hauteur de la rondelle obturatrice considérée comme élastique (fig. 461 et suivantes) est supposée telle que la compressibilité des parties du solide placé entre la tête et l'écrou d'un boulon semble très grande comparativement à l'extension subie par le boulon.*

Dans cette hypothèse, on peut, par approximation, considérer les boulons comme dépourvus d'élasticité comparativement aux deux brides et à la matière obturatrice (caoutchouc), placée entre elles.

Quand les boulons, par suite du serrage des écrous, ont acquis chacun la tension P_0 , la pression entre les surfaces du joint correspond à la force P_0 . Si maintenant la pression p_i du fluide entre en jeu, l'allongement qui en résulte pour les boulons supposés normalement chargés ne peut être que très minime comparativement à la flexibilité élastique des brides avec la matière obturatrice placée entre elles. En conséquence, la force avec laquelle la rondelle obturatrice presse contre les brides ne diminue que peu et reste à peu près ce qu'elle était avant que la pression du liquide entrât en jeu ; le boulon semble donc maintenant soumis à la charge :

$$P_0 + P.$$

S'il faut que l'étanchéité soit assurée, on doit donner à P_0 une valeur suffisamment plus grande que zéro. Si nous adoptons, comme cela s'est fait plus haut, pour trouver le diamètre des boulons :

$$P = \frac{3}{4} (P_0 + P),$$

nous aurons :

$$P_0 = \frac{1}{3} P,$$

ce qui doit suffire généralement, quand les surfaces de joint des brides sont dans un état convenable.

L'élasticité des boulons, négligée dans ce qui précède à cause de sa petitesse relative, est — au moins en partie — compensée par la pression du fluide qui, agissant dans le sens des rayons sur le pourtour intérieur de la rondelle obturatrice (voir, par exemple, les fig. 461, 462 et suivantes), augmente un peu la force avec laquelle les faces de la rondelle pressent sur les brides. Cette augmentation acquiert, jusqu'à une certaine limite, une valeur proportionnellement d'autant plus grande que la rondelle obturatrice est plus haute.

Si, au début, on serrait les écrous avec une force $P_0 > P$, la charge des boulons, après l'entrée en jeu de la pression du fluide, devrait dépasser le double de P . Cela démontre que, si le joint est très élastique, il ne faut pas faire subir dès le début, aux boulons, une tension trop énergique. Si l'on ne tient pas compte de cette circonstance et si, en pareil cas, à $P_0 + P$ s'ajoute un travail important des boulons à la flexion, travail qui augmente dès l'apparition de P (p_i) — voir figure 439, p. 605 et suivantes, fig. 498, p. 644, ainsi que la note relative aux figures 435 et 436, p. 598, — il devient facile d'expliquer les ruptures qui peuvent se présenter sur des boulons qui, écartés seulement par P , ne semblent pas surchargés. Ayant eu, il y a peu de temps, à s'occuper d'une explosion dans laquelle un couvercle, fixé par 34 boulons de 21 mm de diamètre (épaisseur primitive du joint en caoutchouc de forme carrée existant seulement en dedans des boulons, 16 mm, $p_i = 6 \text{ kg/cm}^2$) avait été projeté au loin à la suite de la rupture de tous les boulons, l'auteur croit devoir appeler tout particulièrement l'attention sur cet état de choses.

2. *La compression élastique du corps assemblé au moyen du boulon est très minime comparativement à l'extension du boulon.*

Ainsi que l'expose la note page 125, la pression sur les surfaces de contact, avant la mise en jeu de la force P , correspond à :

$$P_0 - P.$$

Si, en pareil cas, il faut éviter une séparation des surfaces de contact, on doit adopter $P_0 > P$. Il faut donc serrer les écrous, de prime abord, beaucoup plus fortement que dans le cas n°1. Mais alors la charge

dans laquelle il faut poser d en pouces anglais, la pression intérieure, p_i en kg/cm^2 , en admettant que D , D' et b soient exprimés en centimètres. Comme minimum de valeur de p_i , il convient d'introduire 5 dans le calcul. On peut, en même temps, pour le calcul de d , admettre par estimation pour la largeur b les valeurs $\frac{D}{50} + 20 \text{ mm}$ à $\frac{D}{50} + 25 \text{ mm}$.

La formule 516 n'implique pas un travail considérable des boulons à la flexion (voir pages 598 et suivantes, p. 605 et suivantes et p. 644).

Comme d devient assez grand pour un diamètre supérieur de tuyau, il peut sembler désirable de le diminuer. On y parvient en apportant des soins tout spéciaux à l'exécution des boulons. On peut alors partir de la formule 165 et, en tenant compte de ce que de forts boulons peuvent, à part cela, supporter une charge un peu plus grande, remplacer les coefficients 225 et 1500 par des nombres comportant une majoration d'environ 10 0/0. Si l'on dépasse encore notablement cette limite, sans être autorisé à le faire par la qualité de la matière et les autres conditions dont il y a lieu de tenir compte, on doit, le cas échéant, en supporter les conséquences.

On peut, en se servant du tableau de la page 112, employer immédiatement les valeurs contenues dans les colonnes 10 et 11, en tenant compte des remarques contenues dans ladite page et la suivante.

Le diamètre d_1 des trous de boulons doit être un peu plus grand que le diamètre d de ces derniers, on prend à peu près :

$$d_1 = 1,1 d.$$

L'épaisseur s_1 de la paroi du tuyau à l'endroit où la partie $l_1 = \text{environ } 5(s_1 - s)$ se réunit à la bride peut être égale à d .

Si l'on se conforme aux indications données ci-dessus au sujet de l'écartement des boulons, il suffit de donner aux brides une épaisseur :

$$s_2 = \frac{5}{4} d.$$

Le diamètre D_1 du cercle formé par les trous de boulons résulte de ce que l'on admet, entre les écrous et la paroi du tuyau, un jeu de $\frac{d}{4}$, il est de :

$$D_1 = D + 2 s_1 + 2 d + 2 \frac{d}{4} = D + 4,5 d.$$

Le diamètre D_2 de la bride, en supposant une distance de $\frac{d}{4}$ entre les écrous et le pourtour de la bride, est donné par l'égalité :

$$D_2 = D_1 + 2 d + 2 \frac{d}{4} = D + 7 d.$$

supplémentaire des boulons (en service) n'atteint pas la valeur $P_0 + P$, comme dans le cas n° 1, mais reste P_0 .

3. Avec un état de choses s'écartant notablement des deux cas limites traités aux numéros 1 et 2 de cette note,

on peut fixer le supplément d'effort par évaluation, en procédant alors des résultats trouvés aux art. 1 et 2. La poursuite d'un calcul mathématique exact, au sujet duquel il convient de se reporter à la note placée au bas des pages 122 et suivantes, présente ordinairement de sérieuses difficultés, si l'on doit suffisamment tenir compte des conditions réelles du problème.

Les valeurs obtenues pour D_1 et D_2 doivent être convenablement arrondies.

Pour la largeur b de la saillie d'ajustage ou de joint il suffit dans le cas : de la figure 461 de :

$$b = \frac{3}{2} d,$$

de la figure 462 de :

$$b = \frac{5}{4} d = s_2.$$

La hauteur de la saillie est largement mesurée avec 3 mm à 6 mm, suivant le diamètre du tuyau.

La Société des Ingénieurs allemands et celle des gaziers et hydrauliciens d'Allemagne ont établi des types normaux pour les tuyaux en fonte et pour les longueurs utiles des vannes d'arrêt. Elles ont en outre proposé, en 1882, une vérification basée sur une pression de service allant jusqu'à 10 kg/cmq. Le tableau des pages 638 et 639 et la figure 477 de la page 639 indiquent les dimensions adoptées d'un commun accord par les deux sociétés.

2. Tuyaux à manchon.

La figure 474 montre l'assemblage ordinaire de deux tuyaux à manchon pour conduites de gaz et d'eau. Les deux tuyaux sont d'abord engagés concentriquement l'un dans l'autre

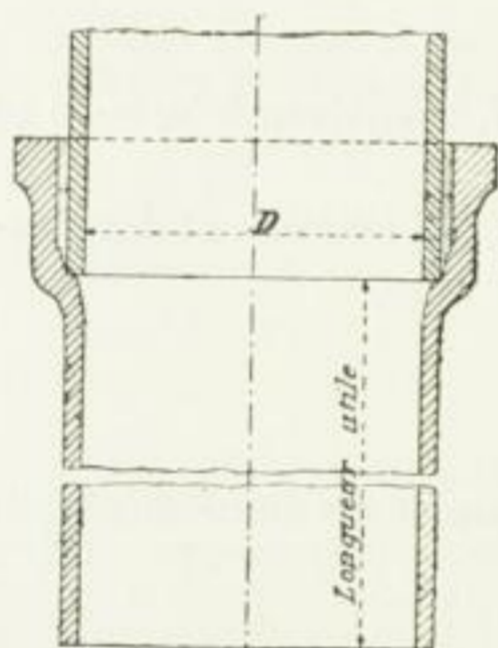


Fig. 474.

jusqu'à ce que l'extrémité cylindrique soit en contact avec le fond du manchon. On introduit ensuite, entre le manchon et le tuyau, en l'enroulant, une corde de chanvre imprégnée de goudron. Cette corde est enfoncée de force à l'aide d'un matoir et d'un marteau. Cela fait, on ferme le devant de l'espace vide restant au moyen d'un anneau de terre glaise, dans lequel on peut insérer un bout de corde, jusqu'à une ouverture qui se trouve au sommet et par laquelle on coule du plomb fondu jusqu'à ce que le vide soit complètement rempli. Quand le plomb est solidifié, on le comprime au moyen d'un marteau et d'un matoir.

Il faut avoir soin que les parois de la cavité dans laquelle doit se faire la coulée soient bien sèches ; car, sans cela, il se produit un jaillissement du plomb qui, non seulement, donne

lieu à une obturation insuffisante, mais est aussi une cause de danger pour les ouvriers.

D'après *Salbach* on peut substituer d'abord à la corde goudronnée une couche de fil de chanvre bien tressé et imprégné d'huile de lin, puis une seconde couche de fil de chanvre goudronné et cordé et, finalement, comme garantie contre le plomb chaud, ajouter une couche mince de fil blanc, de chanvre, préalablement cordé.

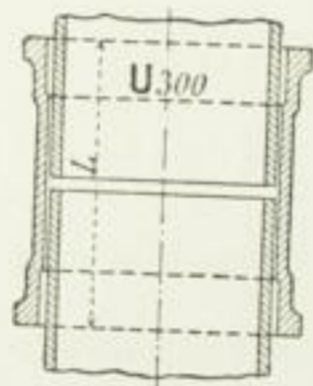


Fig. 475.

Pour remplacer des tuyaux endommagés et utiliser des bouts de tuyaux cylindriques, il est commode de pouvoir assembler les bouts cylindriques de deux tuyaux. Cela se fait en passant sur la jonction un double manchon cylindrique, comme le montre la figure 475.

L'assemblage, décrit ci-dessus, des tuyaux à manchon, possède l'avantage d'une certaine mobilité. Cette propriété est non seulement précieuse en présence des variations inévitables de la température, mais elle doit être nécessaire à cause des mouvements du sol dans lequel reposent les tuyaux.

(Voir le tableau des pages 638 et 639).

Lors de la pose des tuyaux il faut s'efforcer de les placer sur un sol bien tassé. Il suffit alors de bien calfater la conduite dans toute sa longueur. S'il est nécessaire de poser les tuyaux sur de la terre rapportée, il faut observer avec un soin tout spécial les règles de la prudence, afin que les mouvements de terrain, auxquels il faut s'attendre, ne donnent lieu ni à des défauts d'étanchéité ni à des ruptures. Ce qu'il y a surtout à redouter, c'est le passage du sol tassé à la terre rapportée, de la maçonnerie à la terre, etc. La pose des tuyaux dans de la maçonnerie doit aussi être évitée, ainsi que leur installation sur des pierres isolées, les tuyaux ayant encore, dans ces cas, à travailler comme une sorte de poutre de pont.

Au sujet de la forme et des dimensions des tuyaux à manchon, il convient de se reporter au tableau, déjà cité, des pages 638 et 639, et à ce qui a été dit, à l'art. 1, à propos des tuyaux à brides. Les dimensions du manchon sont déterminées par la fatigue qu'il subit lors du matage.

Les figures 478 et 479 (d'après le catalogue de poche de la maison *Rudolph Böcking et Cie, usine d'Halberg, près Saarbrück*) montrent les garnitures mobiles de manchons employées sur les conduites flexibles qui traversent des rivières. Dans ce cas les tuyaux

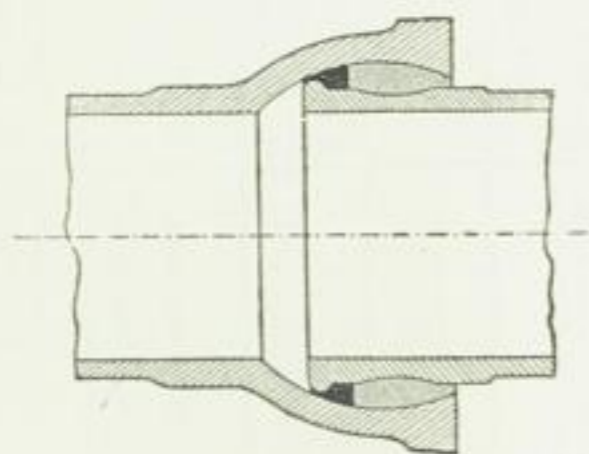


Fig. 478.

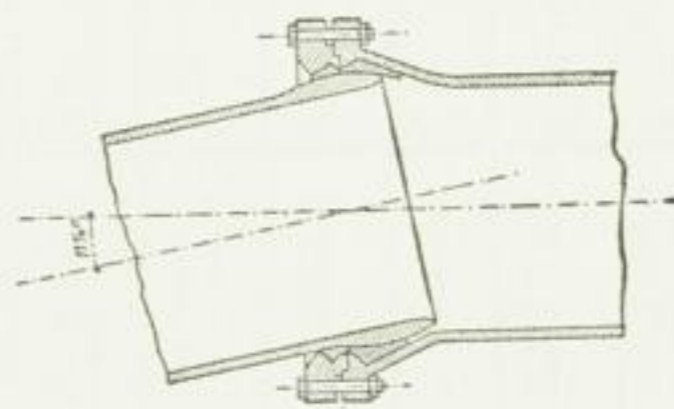


Fig. 479.

sont descendus avec leur garniture en plomb toute faite. Dans le cas de la figure 478, le manchon est exactement tourné et rodé intérieurement en forme de sphère. Après avoir coulé et maté le plomb, on fait tourner le tuyau dans tous les sens, ce qui fait glisser le plomb sur la surface intérieure rodée du manchon. Avec le type de construction figure 479, le bout mâle du tuyau est tourné en forme de sphère et rodé. Après avoir coulé et maté du plomb dans le manchon, auquel on boulonne la rondelle à brides passée sur le bout mâle du tuyau, on coule aussi et l'on mate du plomb dans cette rondelle.

L'assemblage figure 480 (d'après *Kober*) trouve son emploi sur les conduites d'air comprimé. Les extrémités brutes de fonte, mais unies, des tuyaux qui ont ordinairement 4^m de longueur sont rapprochées l'une de l'autre jusqu'à une distance de quelques millimètres, puis recouvertes d'une bague sur laquelle sont passés deux anneaux que l'on serre, au moyen de boulons, contre les bagues obturatrices. Comme les tuyaux, pour la facilité de leur exécution en fonderie, ont une forme un peu conique, il est bon de faire, pour les manchons et la bague de recouvrement, deux modèles différant seulement de quelques millimètres sur le diamètre intérieur, suivant que l'on doit passer ces pièces sur les extrémités larges ou étroites des tubes. L'avantage de cet assemblage sur l'assemblage ordinaire à manchon est, pour l'emploi dont il s'agit : une conservation plus parfaite de l'étanchéité

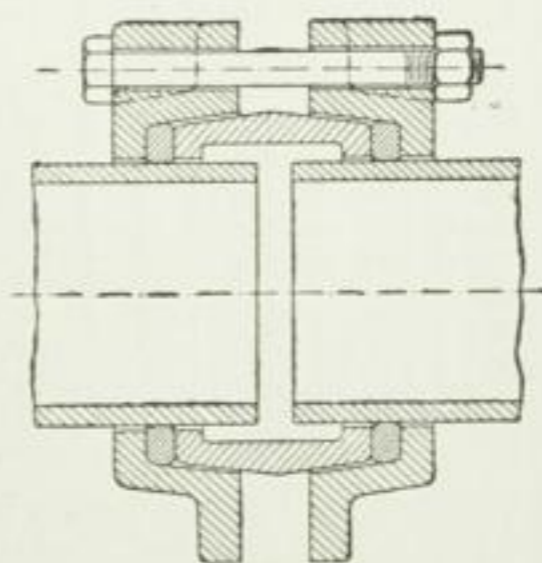


Fig. 480.

de tuyaux

Ingénieurs allemands et celle des d'Allemagne.

POUR TUYAUX EN FONTE

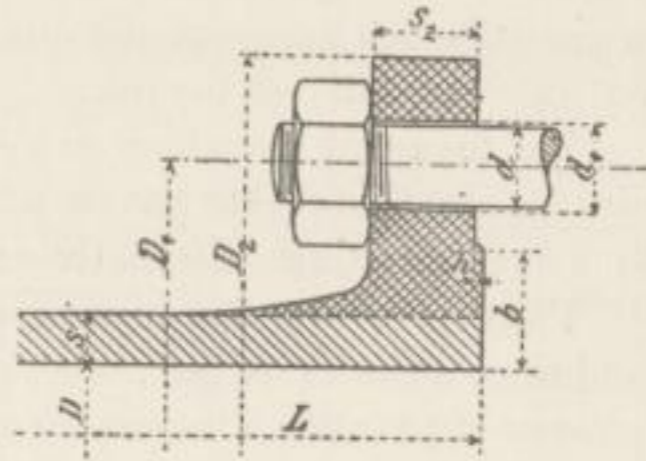


Fig. 477.

Tuyaux à brides¹.

Dimensions														Poids en kg		
Diamètre intérieur des tuyaux <i>D</i> mm	Épaisseur normale de paroi <i>s</i> mm	Diamètre extérieur des tuyaux <i>D+2s</i> mm	Longueur utile usuelle <i>L</i> mm	Brides		Diamètre du cercle des trous <i>D1</i> mm	Saillie de joint		Nombre <i>n</i>	Boulons		Diamètre des trous de boulons <i>d1</i> mm	d'une bride (partie en doubles hachures)	d'un tuyau de la longueur utile qui précède	d'un mètre courant de tuyau, brides comprises	
				Diamètre <i>D2</i> mm	Épaisseur <i>s2</i> mm		Largeur <i>b</i> mm	Hauteur <i>h</i> mm		Diamètre <i>d</i>	Longueur mm					
										Pouces anglais						
40	8	56	22	140	18	110	25	3	4	13	1/2	70	15	1,89	21,28	10,64
50	8	66	22	160	18	125	25	3	4	16	5/8	75	18	2,41	25,96	12,98
60	8,5	77	22	175	19	135	25	3	4	16	5/8	75	18	2,96	32,44	16,22
70	8,5	87	3	185	19	145	25	3	4	16	5/8	75	18	3,21	52,02	17,34
80	9	98	3	200	20	160	25	3	4	16	5/8	75	18	3,84	62,40	20,80
90	9	108	3	215	20	170	25	3	4	16	5/8	75	18	4,37	69,61	23,20
100	9	118	3	230	20	180	28	3	4	19	3/4	85	21	4,96	76,94	25,65
125	9,5	144	3	260	21	210	28	3	4	19	3/4	85	21	6,26	99,82	33,27
150	10	170	3	290	22	240	28	3	6	19	3/4	85	21	7,69	124,70	41,57
175	10,5	196	3	320	22	270	30	3	6	19	3/4	85	21	8,96	151,00	50,33
200	11	222	3	350	23	300	30	3	6	19	3/4	85	21	10,71	180,00	60,00
225	11,5	248	3	370	23	320	30	3	6	19	3/4	85	21	11,02	207,89	69,30
250	12	274	3	400	24	350	30	3	8	19	3/4	100	21	12,98	240,79	80,26
275	12,5	300	3	425	25	375	30	3	8	19	3/4	100	21	14,41	274,37	91,46
300	13	326	3	450	25	400	30	3	8	19	3/4	100	21	15,32	308,68	102,89
325	13,5	352	3	490	26	435	35	4	10	22,5	7/8	105	25	19,48	354,20	117,07
350	14	378	3	520	26	465	35	4	10	22,5	7/8	105	25	21,29	390,79	130,26
375	14	403	3	550	27	495	35	4	10	22,5	7/8	105	25	24,29	420,70	140,23
400	14,5	429	3	575	27	520	35	4	10	22,5	7/8	105	25	25,44	461,55	153,85
425	14,5	454	3	600	28	545	35	4	12	22,5	7/8	105	25	27,64	490,73	163,58
450	15	480	3	630	28	570	35	4	12	22,5	7/8	105	25	29,89	536,39	178,80
475	15,5	506	3	655	29	600	40	4	12	22,5	7/8	105	25	32,41	584,33	194,78
500	16	532	3	680	30	625	40	4	12	22,5	7/8	105	25	34,69	633,50	211,17
550	16,5	583	3	740	33	675	40	5	14	26	1	120	28,5	44,28	727,26	242,42
600	17	634	3	790	33	725	40	5	16	26	1	120	28,5	47,41	811,52	270,51
650	18	686	3	840	33	775	40	5	18	26	1	120	28,5	50,13	921,84	307,28
700	19	738	3	900	33	830	40	5	18	26	1	120	28,5	56,50	1046,45	348,82
750	20	790	3	950	33	880	40	5	20	26	1	120	28,5	59,81	1171,90	390,63

donnant lieu à des tensions plus grandes, de même que pour les conduites soumises, dans des conditions spéciales, à des influences extérieures nuisibles, il est bon d'augmenter proportionnellement l'épaisseur de paroi. — Le diamètre extérieur des tuyaux est fixe et les changements d'épaisseur de la paroi n'ont d'influence que sur le diamètre intérieur. — Le type normal est aussi invariable en ce qui concerne la forme intérieure du manchon, le mode de raccordement au tuyau et l'épaisseur du joint en plomb. Pour la facilité d'exécution, des écarts de ± 3 % au plus peuvent être tolérés sur les poids des tuyaux bien conformes aux types normaux, tels que les donne le calcul. — Dans le calcul du poids on pose 7,25 pour le poids spécifique de la fonte. Quant à la disposition des trous de boulons sur les brides, il est de règle que le plan vertical passant par l'axe du tuyau soit un plan de symétrie pour les trous de boulons mais n'en contienne aucun.

¹ L'effort auquel sont soumis les boulons d'assemblage et que permettent ces types normaux est, de l'avis de

en présence des mouvements que les variations de température et les tassements de terrains font subir aux divers tuyaux.

Les tuyaux à manchon ne s'emploient presque pas pour les conduites de vapeur, car le joint au plomb ne reste pas en place et celui au mastic de fer souffre beaucoup des dilata-tions et contractions alternatives des tuyaux.

Pour préserver les tuyaux en fonte de la rouille, il est de règle d'employer, pour le conduites d'eau et de gaz, de l'asphalte ou du goudron chauffés, dans lesquels les tuyaux nettoyés et chauffés à environ 100 ou 150° C. sont immergés et restent assez longtemps. L'enduit doit seulement avoir l'épaisseur d'une peau mince. Pour garantir les ouvriers des incommodités que la présence de l'asphalte occasionnerait lors de la coulée du plomb (pour l'assemblage de deux tuyaux à manchons), les tuyaux doivent être barbouillés, avant l'asphaltage, de lait de chaux sur les endroits où la couche d'asphalte doit être enlevée (surface interne du manchon, surface externe du bout de tuyau). Si l'asphalte est appliqué à la brosse sur les tuyaux chauffés, on peut laisser à nu les surfaces interne et externe des manchons.

L'épreuve des tuyaux en fonte ordinaires s'opère de 12 à 20 atmosphères de pression effective à l'intérieur, pendant sa durée les tuyaux sont fortement martelés. Une pression d'épreuve double de celle de travail est, d'ordinaire, parfaitement suffisante. Le martelage offre le seul moyen de rebuter les tuyaux dans lesquels le refroidissement a donné lieu à de fortes tensions de la fonte.

3. Raccords.

Si une conduite comporte des branchements, des changements de diamètre ou de forme ou des courbures de son axe, il est nécessaire d'employer des parties de tuyaux de forme spéciale, que l'on appelle raccords.

Les figures 475 et 481 à 492 montrent les types normaux de raccords fixés par la Société des Ingénieurs allemands et celle des Gaziers et Hydrauliciens d'Allemagne (voir le tableau comparatif, p. 638 et 639).

Les figures 481 et 482 servent à passer des tuyaux à brides à ceux à manchon et réciproquement, la figure 483 sert à modifier le diamètre de la conduite. Les figures 484 et 485 représentent des branchements à angle droit et la figure 486 un branchement à

l'auteur, trop élevé avec de grands diamètres de tuyaux pour une pression de 10 atm. en service, et il est permis d'insister expressément sur ce fait, en présence de l'augmentation des pressions de service.

L'égalité :

$$\frac{\pi}{4} (D + b)^2 10 = k_t n \frac{\pi}{4} \delta_1^2,$$

avec δ_1 comme diamètre du noyau des boulons, donne seulement l'effort de traction k provenant de la pression du fluide et, par conséquent, ne tient pas compte de l'effort de torsion pendant le serrage, ni du fort serrage qu'il faut faire subir aux boulons de prime abord et, en cas de besoin, pendant le service, etc. :

pour D =	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175 mm
$k_t =$	106	84	108	135	165	198	164	234	212	281 kg/cmq
pour D =	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425 450 mm
$k_t =$	353	434	393	466	545	374	428	485	546	509 566 kg/cmq
pour D =	475	500	550	600	650	700	750 mm			
$k_t =$	638	702	547	563	581	669	686 kg/cmq.			

L'auteur ne pourrait, en général, dépasser notablement les valeurs indiquées pages 112 et suivantes ainsi qu'à la page 63.

633

angle aigu. Les figures 487 à 489 montrent ce que sont les coudes qui constituent les parties fondamentales des conduites dont l'axe est courbé, les figures 490 à 492 montrent des raccords pour tuyaux à brides.

La figure 493 (*Reuther*, brevet allemand n° 40004), représente un manchon de secours, au moyen duquel il est possible de réparer en peu de temps, par simple matage, un tuyau brisé. Les deux moitiés glissent l'une sur l'autre longitudinalement et parallèlement à l'axe du tuyau. Après les avoir mises en place on coule le plomb et on le mate.

Les branchements des conduites dans lesquelles passent des liquides doivent avoir, autant que possible, une direction tangentielle et non à angle droit; le cas échéant, le changement de section doit être graduel, à moins que les quantités et vitesses du liquide ne

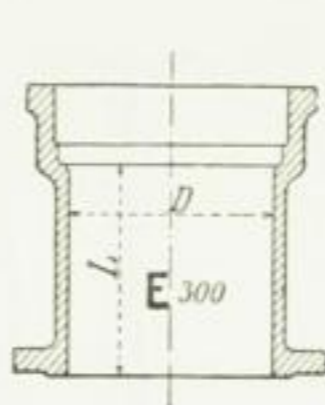


Fig. 481.

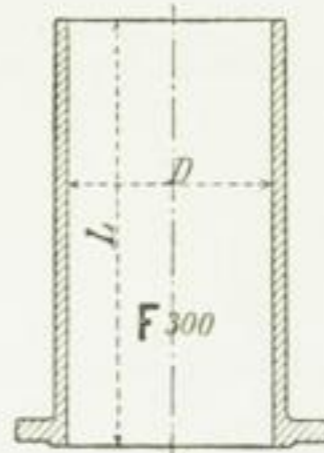


Fig. 482.

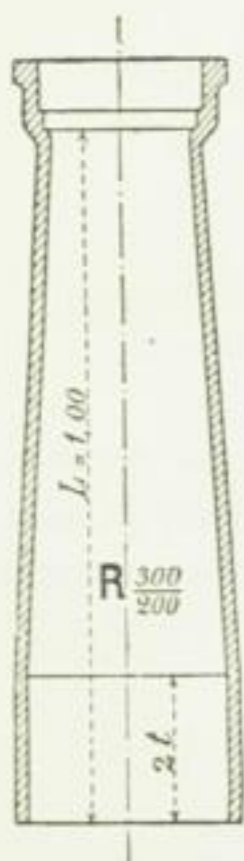


Fig. 483.

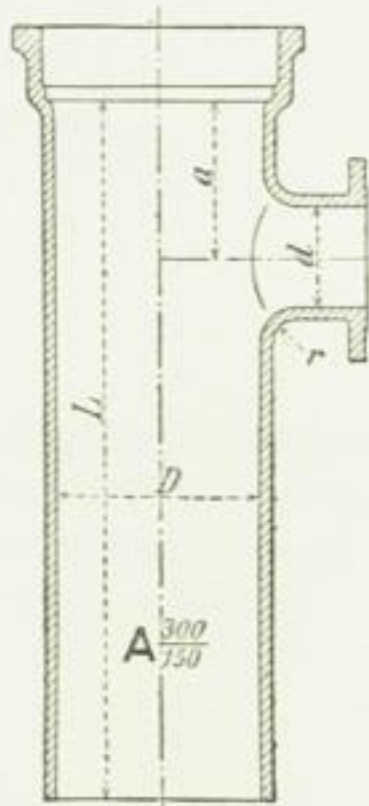


Fig. 484.

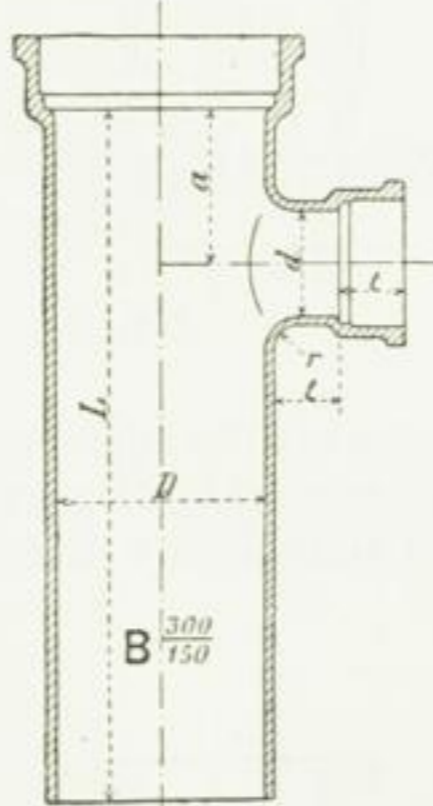


Fig. 485.

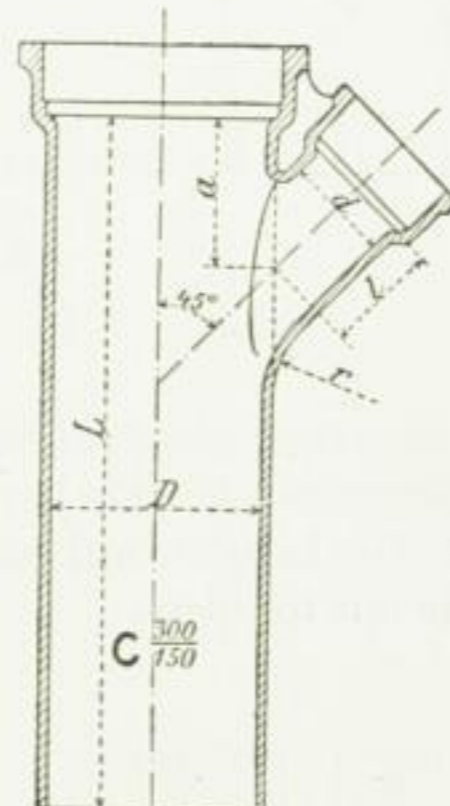


Fig. 486.

soient pas importantes. On doit adopter, pour les conduites de ce genre, des rayons de courbure aussi grands que possible.

Ces considérations ont moins d'importance pour les conduites de gaz et de vapeur.

S'il s'agit de raccorder, sur des conduites d'eau ou de gaz, une petite conduite de branchement à un tuyau plus gros (raccords des tuyaux de divers bâtiments aux maîtresses conduites souterraines), on procède comme l'indique la figure 494. Le collier de prise en charge *a*, qui se compose d'une tête en fonte portant le filet dans lequel on visse un tube ou un robinet, est fortement pressé contre le tuyau principal par une bande de fer. Une bague en caoutchouc forme joint sur les côtés du trou qui doit être percé. On exécute ensuite le forage qui, au moyen d'un appareil spécial, peut s'opérer même sous pression et, par conséquent, sans que le tuyau soit vidé. Comme la bande de fer et ses boulons se rouillent rapidement dans la terre, surtout quand la nature du sol favorise l'oxydation, *C. Mennicke*, à Berlin, s'est servi d'un collier de prise en charge exclusivement construit avec de la fonte et n'ayant aucun boulon, figure 495 (brevet allemand n° 77 056, du

11 février 1894). Ce collier se compose de deux parties glissant latéralement l'une dans l'autre ; il est fixé au tuyau principal grâce à la forte pression exercée sur ce tuyau par celui de branchement qui est vissé sur une des moitiés du collier et serre fortement l'anneau

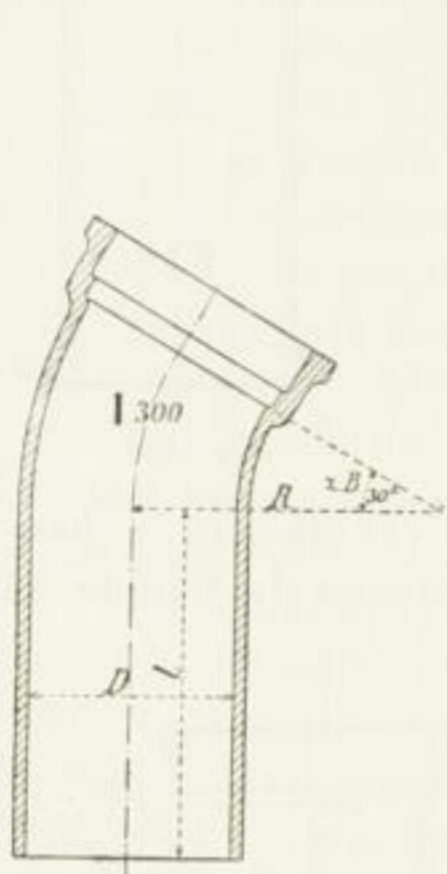


Fig. 487.

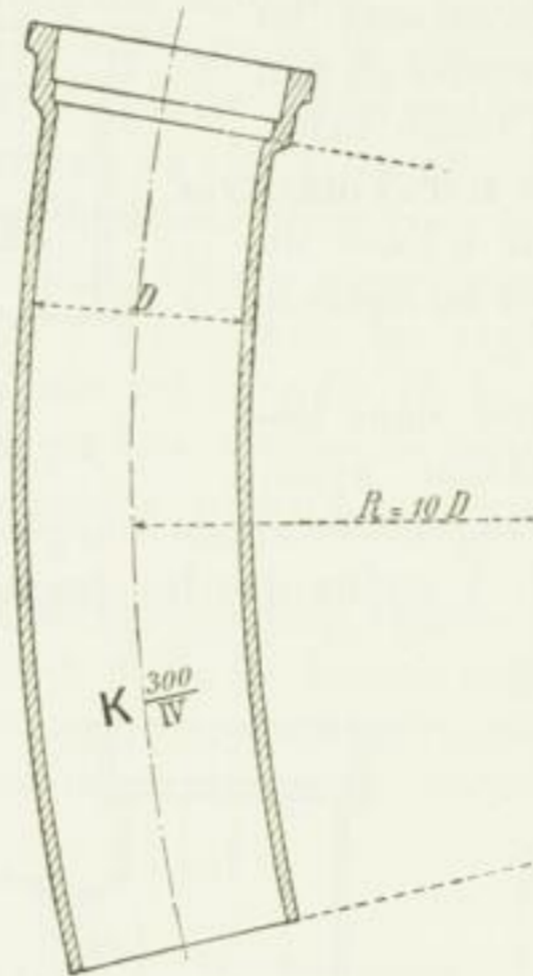


Fig. 488.

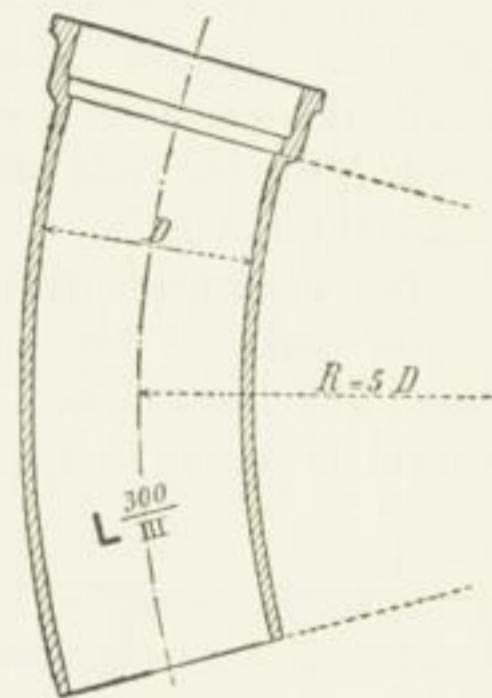


Fig. 489.

obturateur (de plomb ou d'autre matière) placé entre les deux tuyaux. Ce système de construction a de plus l'avantage de ne plus exiger l'obturation du filet de vis, comme dans le cas de la figure 494, où l'on était obligé de se fier au minium ou à la céruse dont on avait enduit les filets.

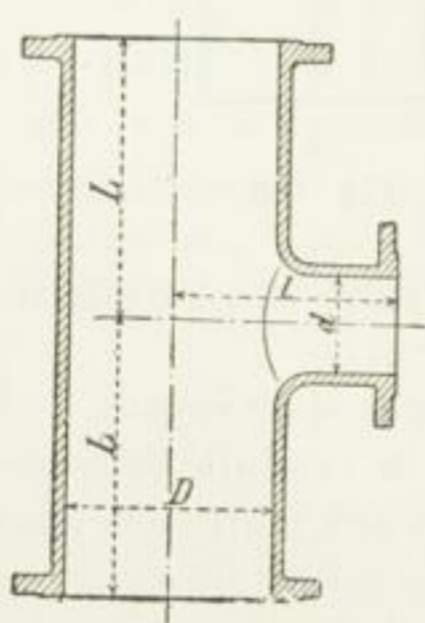


Fig. 490.

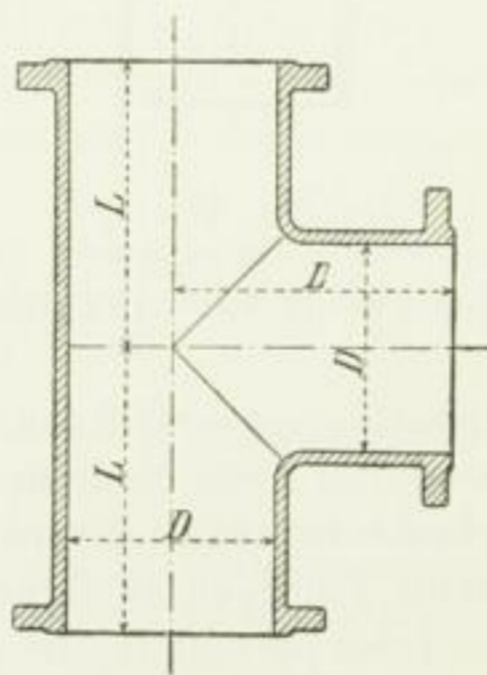


Fig. 491.

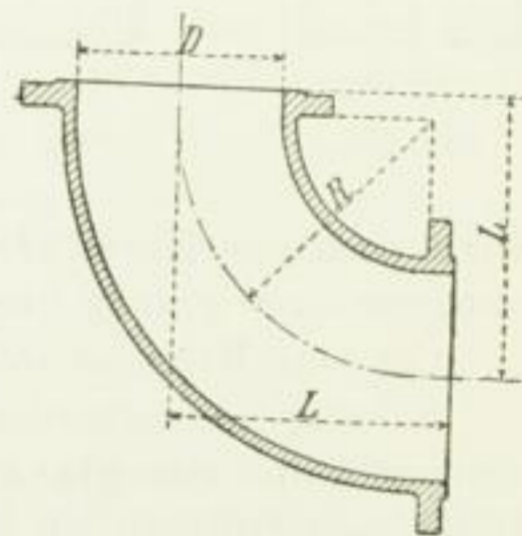


Fig. 492.

L'accouplement universel de la maison *Schäffer et Budenberg*, fig. 496, présente un système de branchement à angle variable, pour de petits tuyaux.

¹ Au sujet de la résistance de ces tuyaux pourvus de tubulures latérales il y a lieu de tenir compte de la note placée au bas de la page 604.

TA

II. Tuyaux en fer soudant, en fer fondu et en acier.

Suivant le mode de fabrication, il y a lieu de distinguer les tuyaux rivés, soudés, brasés et sans soudure.

1. Tuyaux rivés.

Au sujet de la fabrication de ces tuyaux, nous pouvons renvoyer nos lecteurs aux remarques faites à l'article des assemblages à rivets. Ils trouvent surtout leur emploi lorsque la grandeur du diamètre est assez considérable, ou quand les forces extérieures

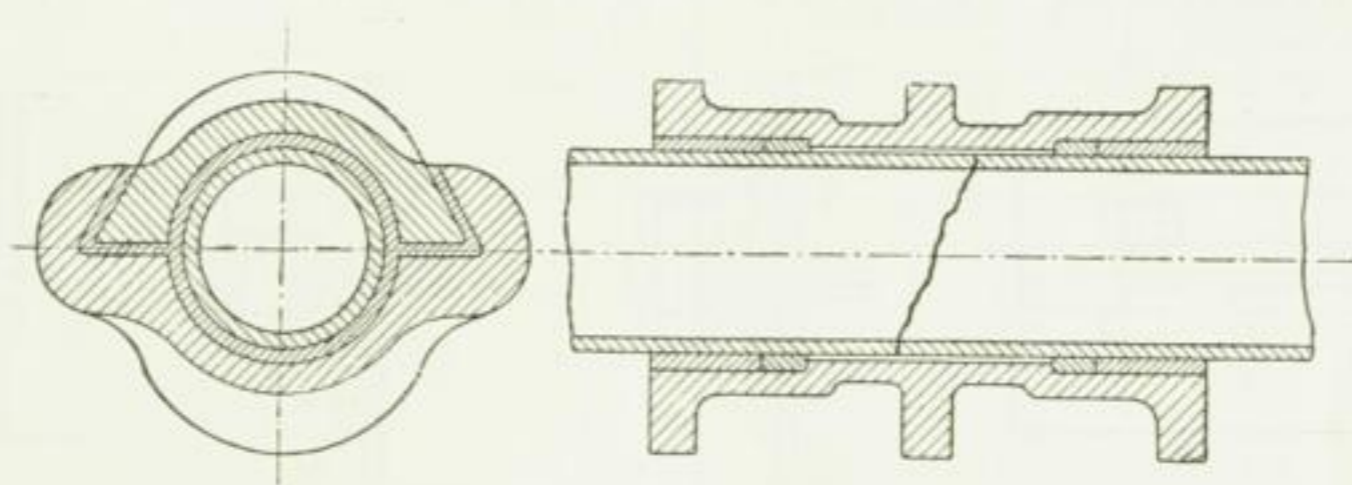


Fig. 493.

peuvent exercer une charge assez importante pour que les tuyaux en fonte cessent de pouvoir servir avec avantage, comme cela peut arriver, par exemple, pour l'adduction de l'eau aux turbines, pour les conduites d'air, etc. On les adopte aussi, assez fréquemment, pour le passage au-dessus des rivières.

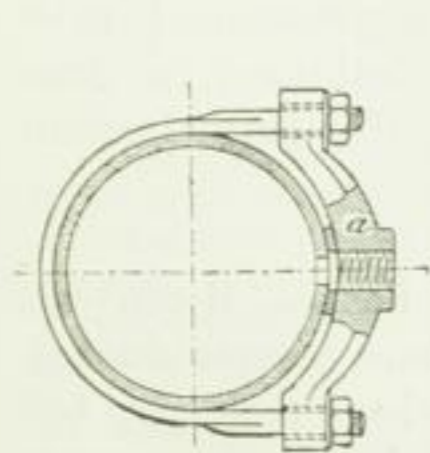


Fig. 494.

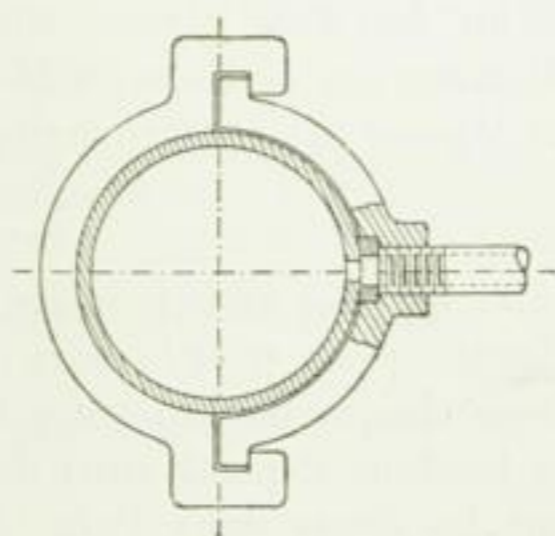


Fig. 495.

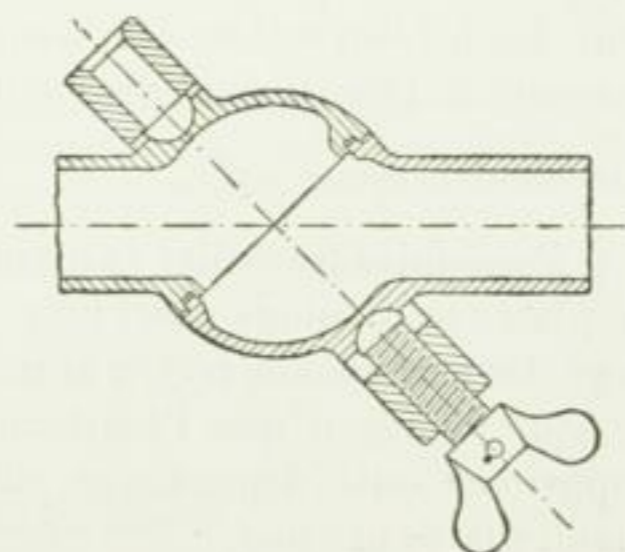


Fig. 496.

L'épaisseur de paroi se détermine en raison des forces en jeu ; mais il ne faut pas perdre de vue la fatigue de la matière résultant des charges extérieures. Il faut aussi tenir compte de l'altération produite par la rouille et les autres causes d'usure. Le diamètre des rivets est donné par l'épaisseur de la tôle. Les détails nécessaires au sujet de cette relation se trouvent expliqués pages 138 et suivantes.

Pour la détermination du diamètre d , on doit procéder conformément aux remarques des pages 632 et suivantes, tout en tenant compte de ce que la forme de la cornière (quand

cette dernière n'est pas dressée sur le tour et quand les rondelles de boulons ne sont pas exactement ajustées), peut facilement donner lieu à un travail considérable des boulons à la flexion, fig. 498. Il en est de même, comme on peut le voir sur ce dessin, quand l'aile de cornière sur laquelle sont les trous de boulons se courbe par suite d'une épaisseur insuffisante. Si, comme cela arrive assez fréquemment, on donne à la rondelle obturatrice la même largeur qu'aux ailes, ces dernières appuient plus fortement l'une sur l'autre vers l'extérieur que vers l'intérieur et produisent, en conséquence, l'obturation vers l'extérieur en permettant au fluide, quand l'épaisseur des brides n'est pas très grande, de s'échapper en passant entre les ailes et par les trous de boulons (voir aussi fig. 441, p. 608). Pour cette raison, il n'est pas avantageux de laisser la matière obturatrice s'étendre sur le cercle des trous de boulons et il est bien préférable d'opérer conformément à la figure 499, c'est-à-dire en employant une cornière relativement très épaisse ou bien en tournant les faces des brides en forme de cône depuis les trous de boulons jusqu'à l'extérieur, de façon que si l'on

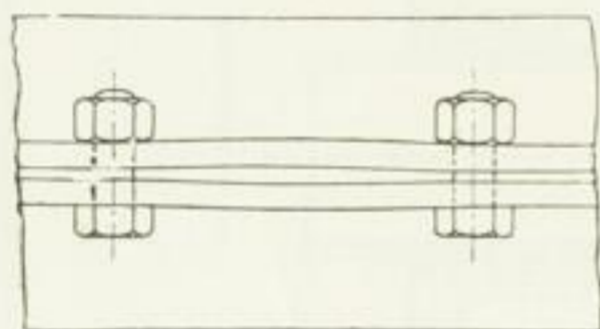


Fig. 497.

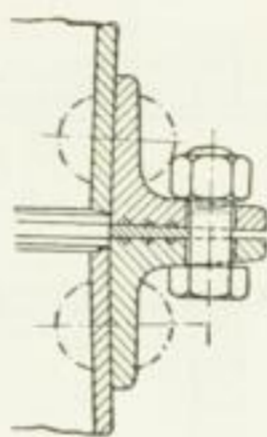


Fig. 498.

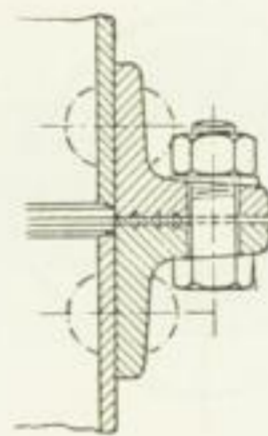
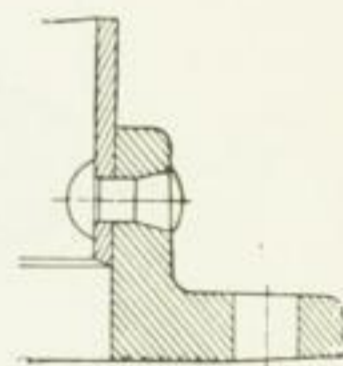
Fig. 499¹.

Fig. 500.

joint deux tuyaux la distance des deux brides au pourtour extérieur soit de 4 à 5 mm plus grande qu'à l'intérieur, comme on peut le voir sur la figure 500.

Pour le choix de l'épaisseur e de la cornière on tient compte, en dehors de la circonstance qui vient d'être mentionnée, de la distance qui sépare les boulons. Une flexion entre deux boulons, comme celle indiquée figure 497 (d'une manière exagérée, il est vrai) permet au fluide sous pression de s'échapper, on doit donc l'éviter, soit en augmentant l'épaisseur des brides, soit en diminuant la distance des boulons ou bien en combinant ces deux moyens. Si l'écartement des boulons ne dépasse pas 160 mm environ, il suffit ordinairement

de prendre $e = \frac{5}{4} d$.

Pour faire travailler le moins possible les ailes de la cornière à la flexion, il convient de placer les boulons aussi loin dans l'angle qu'on peut le faire en tenant compte du serrage des écrous. On arrive ainsi à placer chaque boulon entre deux rivets (voir fig. 498 et 499) de façon que l'écartement des boulons dépend ainsi de celui des rivets. On peut supprimer cette dépendance en noyant les rivets dans l'aile de la cornière, comme le montre la figure 500.

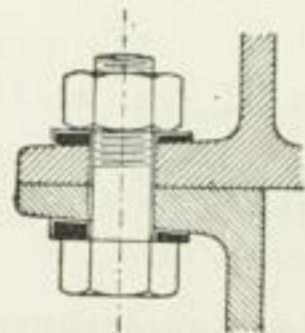


Fig. 501.

¹ Depuis que l'on a généralement reconnu l'influence nuisible de la forme en pente du fer cornière et des autres fers profilés, influence qui occasionne un travail des boulons à la flexion, on trouve aussi dans le commerce des rondelles pour écrous et têtes de boulons, ayant une forme en coin convenable (Wenner frères, à Schwelm, Westphalie). La figure 501 montre l'assemblage d'un fer Γ avec un fer \sqsupset à l'aide de rondelles de ce genre; à ces rondelles on substitue ordinairement des rectangles découpés dans du fer laminé.

2. Tubes soudés.

Il faut, tout d'abord, distinguer ici les tubes soudés à *rapprochement* et ceux soudés à *recouvrement*. Ce sont naturellement les derniers qui offrent le plus de résistance. En dehors de ceux destinés à des usages spéciaux, on trouve les tubes soudés, dans le commerce, sous la désignation de *tubes à gaz* et sous celle de *tubes de chaudières*¹, les dimensions courantes en sont indiquées sur le tableau suivant.

Tubes de chaudières

soudés à recouvrement.

Diamètres extérieurs		Épaisseurs usuelles de paroi	Poids au mètre courant	Diamètres extérieurs		Épaisseurs usuelles de paroi	Poids au mètre courant
Pouces anglais	mm			Pouces anglais	mm		
1 ¹ / ₂	38	2 ¹ / ₄	1,97	5 ¹ / ₄	130	4	12,65
1 ⁵ / ₈	41,5	»	2,17	5 ¹ / ₂	140	4 ¹ / ₂	14,90
1 ³ / ₄	44,5	»	2,32	5 ³ / ₄	146	»	15,56
1 ⁷ / ₈	47,5	»	2,49	6	152	»	16,22
2	51	2 ¹ / ₂	2,97	6 ¹ / ₄	159	»	17,00
2 ¹ / ₈	54	»	3,15	6 ¹ / ₂	165	»	17,65
2 ¹ / ₄	57	2 ³ / ₄	3,65	6 ³ / ₄	171	»	18,31
2 ¹ / ₂	60	3	4,20	7	178	»	19,08
2 ³ / ₄	63,5	»	4,45	7 ¹ / ₂	191	5 ¹ / ₂	24,93
3	76	»	4,90	8	203	»	26,60
3 ¹ / ₄	83	3 ¹ / ₄	5,35	8 ¹ / ₂	216	6 ¹ / ₂	33,20
3 ¹ / ₂	89	»	6,35	9	229	»	35,30
3 ³ / ₄	95	»	6,78	9 ¹ / ₂	241	»	37,20
4	102	»	7,30	10	254	»	39,50
4 ¹ / ₄	108	3 ³ / ₄	9,01	10 ¹ / ₂	267	7	44,50
4 ¹ / ₂	114	»	9,56	11	279	7 ¹ / ₂	49,60
4 ³ / ₄	121	»	10,10	11 ¹ / ₂	292	»	52,10
5	127	4	11,46	12	305	»	54,70
		»	12,03	12 ¹ / ₂	318	8	60,50

¹ Les « Règles de Wurzburg » (1895) exigent des tubes qui doivent être employés pour des chaudières, une résistance suffisante aux essais à l'élargissement, au rabattement des bords, à la flexion et à la pression hydraulique. Les tubes servant de tirants n'ont besoin d'être soumis qu'à cette dernière épreuve.

Les bouts des tubes doivent pouvoir *s'élargir* à froid, sur une longueur de 30 mm et pour une épaisseur de paroi

allant jusqu'à 4 mm de 3 % du diamètre s'ils sont en fer soudant, de 5 % s'ils sont en fer fondu
 » 6 » 2 » » » 3 » » »
 supérieure à 6 » 1 » » » 2 » » »

L'élargissement des bouts de tubes doit s'opérer au marteau, sur un mandrin.

À l'épreuve au rabattement, les bouts des tuyaux doivent pouvoir se retrousser à froid, vers l'extérieur, s'ils sont en fer soudant :

a, de 60° environ pour un diamètre intérieur allant jusqu'à 76 mm, inclusivement, et une épaisseur de paroi allant jusqu'à 3 mm,

b, de 30° environ pour un diamètre intérieur supérieur à 76 mm et une épaisseur de paroi allant jusqu'à 4 mm.

La largeur du bord rabattu doit, dans le cas a, atteindre 12 % du diamètre du tube.

Si les tubes sont en fer fondu la largeur du bord rabattu doit être de 12 % du diamètre et l'angle de rabattement de 90° pour tous les diamètres intérieurs et toutes les épaisseurs de paroi.

Soumis à froid à l'épreuve de flexion, des bouts de tubes de 100 mm de longueur doivent pouvoir,

Ces tubes, que l'on peut fournir avec des épaisseurs de paroi plus grandes, au besoin avec leurs extrémités élargies ou rétrécies, ainsi qu'avec des tubulures brasées, en cuivre, trouvent surtout leur emploi dans les chaudières tubulaires (locomobiles, bateaux à vapeur, locomotives, chaudières fixes), pour les conduites de vapeur, etc.

Ils ne sont ordinairement fournis en acier que suivant conventions spéciales.

Longueur usuelle 4 à 5 mètres et plus.

Pour les chauffages à air ou à vapeur, ainsi que pour les conduites de vapeur à basse pression, on fait aussi ces tubes, jusqu'à 102 mm, environ, de diamètre, avec des épaisseurs moindres de paroi.

Tubes à gaz

(soudés à rapprochement) on peut se les procurer aux diamètres intérieurs suivants :

$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{2}$	4" anglais
3	6	10	13	19	25	32	38	44	51	57	63	70	76	89	102 mm.

Les tubes de $\frac{3}{8}$ à 3" se trouvent ordinairement en magasin.

Tubes pour chauffages à eau chaude

(Perkins).

Diamètres intérieurs en pouces anglais	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$
» » millimètres	16	22
Épaisseur de paroi »	4,5	4,5

Tubes pour pressions élevées

(Manomètres, presses hydrauliques, etc.).

Diamètres intérieurs en pouces anglais.	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2
» » millimètres	6	10	13	16	19	25	32	38	44	51
Poids du mètre courant en kg pour une épaisseur de paroi de $\frac{1}{4}$ " anglais.	2,05	2,5	2,9	3,4	3,9	4,9	6,0	7,0	7,8	9,0.

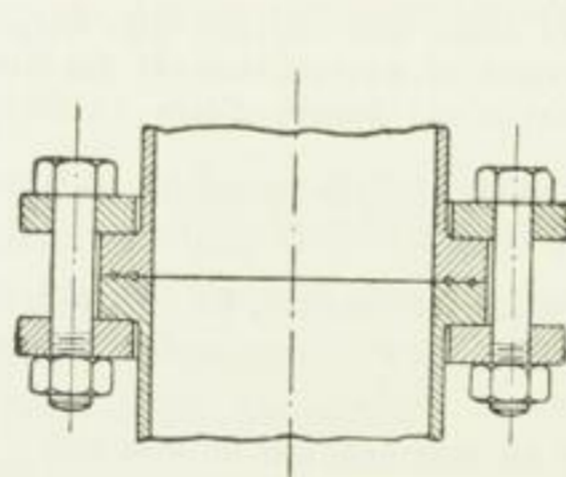


Fig. 502.

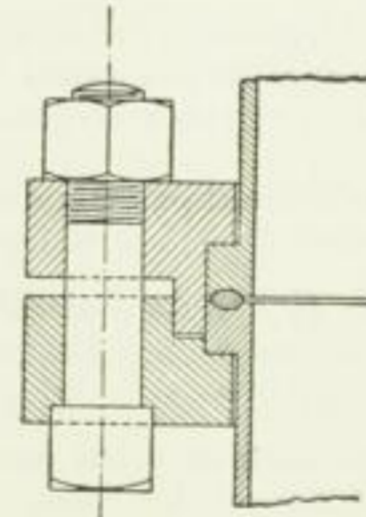


Fig. 503.

s'ils sont en fer soudant, se réduire par compression à la moitié de leur diamètre ; pendant l'épreuve le joint soudé ne doit pas se trouver dans la partie soumise à la flexion. Les bouts de tubes de 100 mm, en fer fondu, doivent s'aplatir complètement sous l'influence de la pression.

Lors de l'épreuve à la pression hydraulique, les tubes doivent supporter une pression d'épreuve triple de la plus grande pression effective de service, mais ils doivent résister au moins à 30 kg/cm², sans montrer la moindre déformation ou fuite. Les tubes doivent être martelés pendant qu'ils sont sous pression.

L'assemblage des tubes soudés à recouvrement destinés à des conduites de vapeur se fait, ordinairement, au moyen de collets soudés pouvant être dressés ou ajustés au tour, de manière à s'engager l'un dans l'autre. On rapproche ces collets à l'aide de brides tournant librement sur les tuyaux. On peut aussi faire porter les brides sur les bords rabattus des tubes, ou employer des brides brasées et, par conséquent, fixes. Les figures 502 et 503 (*J. Aird*, brevet allemand n° 58 452) montrent des assemblages de ce genre à collets dressés; la figure 504 en représente un dont les collets s'engagent l'un dans l'autre.



Fig. 504.

Un assemblage facile à démonter, et qui convient par conséquent pour les tuyaux de pompes dont la position est sujette à varier souvent, est représenté sur la fig. 505.

Les brides en fonte, fixées à l'aide de rivets sur les tuyaux soudés ou rivés, sont fendues, de façon que la mobilité des boulons permet déjà d'assembler ou de séparer les tuyaux, en faisant simplement faire quelques tours aux écrous. Afin que les écrous des boulons articulés ne puissent se perdre, il est bon de marteler un peu le filet de vis à l'extrémité supérieure. Comme l'étanchéité entre les tuyaux minces et les brides ne peut s'obtenir au moyen du matage, il faut recourir à l'aide d'une matière obturatrice comme nous l'avons indiqué à propos des rivures. Une bague en caoutchouc forme joint entre deux brides voisines l'une de l'autre et pénètre dans une cavité de l'une

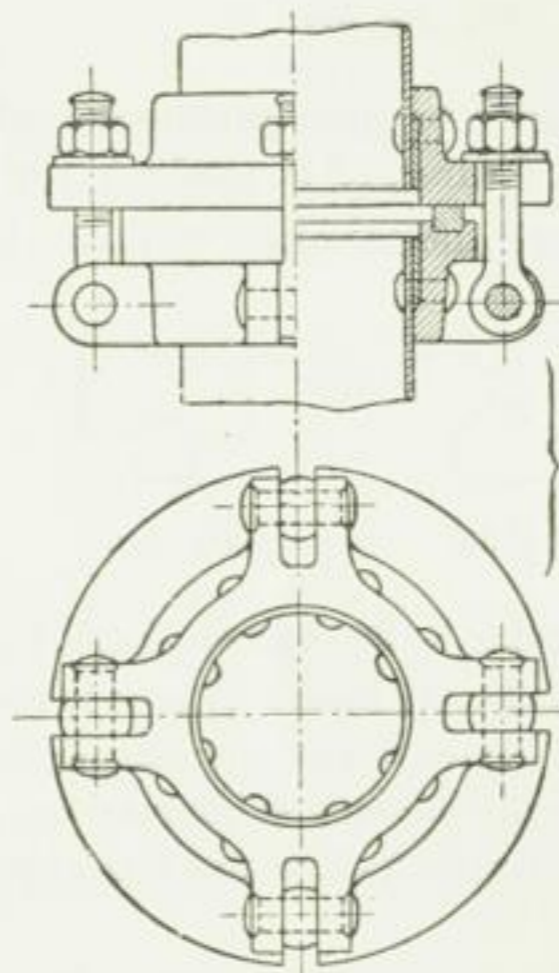


Fig. 505.

d'elles. Etant données les faibles pressions auxquelles l'eau est ordinairement soumise dans ce cas, la grande hauteur de la bague paraît acceptable.

Le mode de fixation des tubes dans des cloisons est variable. Cette fixation s'opère au moyen d'un cône rodé que l'on taille dans un collet rapporté par soudure (fig. 506, exemple

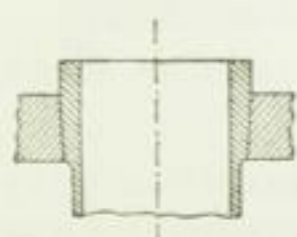


Fig. 506.

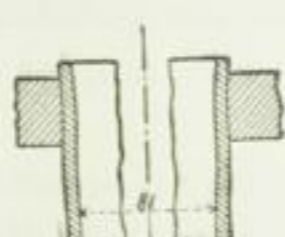


Fig. 507.

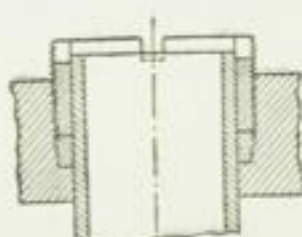


Fig. 508.

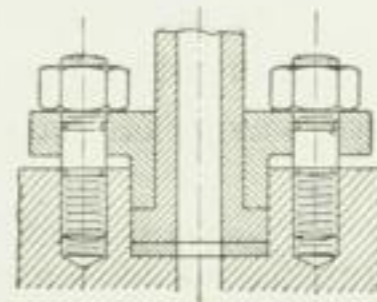


Fig. 509.

les tubes de chaudières Field), au moyen d'un pas de vis, par simple extension et rivure, par extension, au moyen de la machine à faire les joints de tubes (fig. 507 pour les chaudières tubulaires), au moyen d'une boîte à étoupes (conformément à la figure 508, exemple les condensateurs à surface, ou à la figure 509, exemple les presses hydrauliques), etc.

Les courbures s'obtiennent par fléchissement des tubes chauffés et remplis de sable.

Les tubes à gaz (pour conduites de gaz et d'eau sous faibles pressions) s'assemblent

ordinairement à l'aide de manchons, leurs extrémités sont, à cet effet, pourvues du filetage dit du gaz. Les figures 510 à 527 représentent les pièces d'assemblage servant à l'exécution des courbures, branchements, arrêts, etc. La figure 510 montre le manchon ordinaire, la

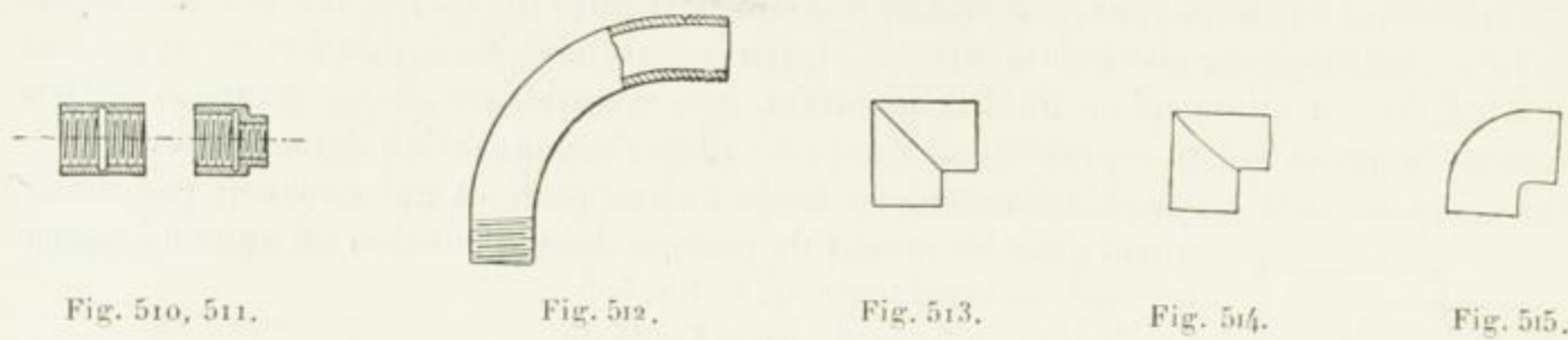
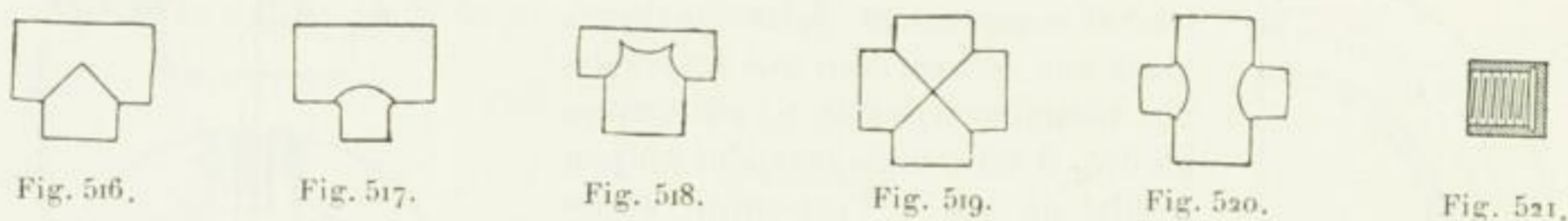
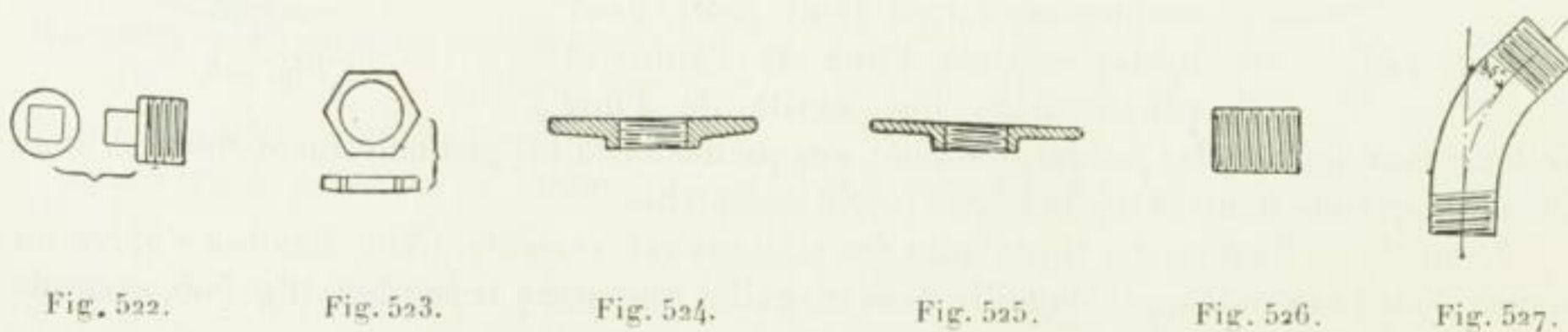


figure 511 le manchon de réduction, la figure 512 et la figure 527 les coudes à 90° et à 45°, la figure 513 le coude à angle vif, à tubulures égales, la figure 514 le coude à angle vif avec une tubulure réduite, la figure 515 le coude arrondi, la figure 516 le T à tubulures

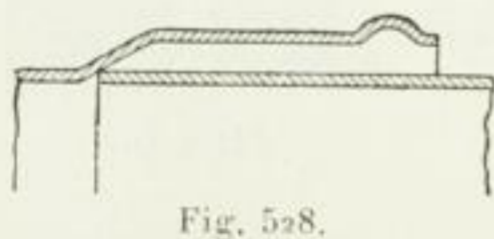


égales¹, les figures 517 et 518 sont des T dont l'une des tubulures est plus petite que l'autre, la figure 519 est la croix à tubulures égales et la figure 520 celle à tubulure réduite, la figure 521 le chapeau de fermeture, la figure 522 le bouchon fileté, la figure 523 le contre-écrou (servant à obtenir un joint étanche), les figures 524 et 525 représentent les brides et la figure 526 ce que l'on appelle le manchon droit.



Les pièces de raccord de ce genre (*fittings*) se font aussi en fonte malléable.

Les tubes à gaz et leurs raccords trouvent aussi leur emploi sur les conduites d'eau après avoir été galvanisées.



La figure 528 montre l'assemblage à manchon pour tubes soudés de 500 mm et plus de diamètre intérieur, tel que l'exécute la *Société anonyme des laminoirs à tôle Schulz-Knaudt*, à Essen-sur-Ruhr (*Blechwälzwerk Schulz-Knaudt Aktiengesellschaft*), brevet allemand n° 30 757). Les tubes de ce genre ne sont ordinairement ni exactement égaux en

diamètre, ni exactement ronds, ce qu'il ne faut pas perdre de vue dans l'exécution de l'assemblage.

¹ Au lieu de branchements à angle droit, on peut aussi s'en procurer d'obliques; mais les pièces de ce genre sont notablement plus coûteuses.

W. *Fitzner*, à Laurahütte (Haute-Silésie), fournit des tubes soudés aux dimensions courantes ci-après, jusqu'à 12^m de longueur :

Diamètres intérieurs en mm.	200	250	300	350	400	450	500	550
Epaisseurs de paroi en mm.	4 à 10	4 à 10	4 à 10	4 à 10	4 à 10	4 à 10	4 à 10	4 à 10
Diamètres intérieurs en mm.	600	650	700	750	800	850	900	1000
Epaisseurs de paroi en mm.	6 à 12	6 à 12	6 à 12	6 à 12	6 à 12	6 à 12	6 à 12	6 à 12

Toutes les soudures sont faites à recouvrement et, en particulier, les têtes contre lesquelles portent les brides, sont aussi soudées préalablement à recouvrement : figures 529 et 530.

Il en est de même des brides coudées et soudées figure 531.

Les tubes se font aussi avec d'autres dimensions et en longueurs allant jusqu'à 22^m. La maison fournit aussi des coudes exécutés par soudage. En ce qui concerne ces coudes

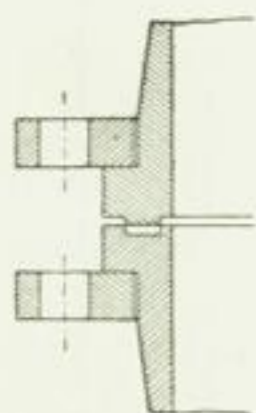


Fig. 529.

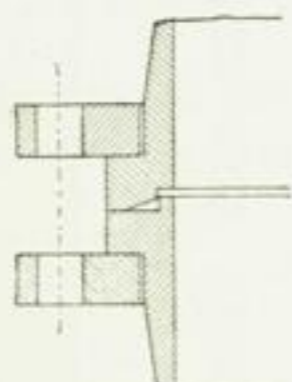


Fig. 530.

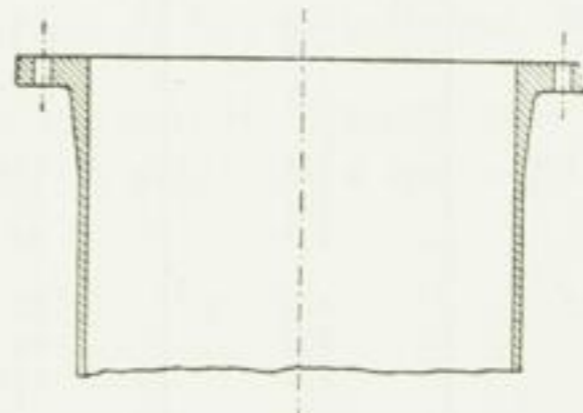


Fig. 531.

et d'autres objets, nous devons renvoyer nos lecteurs au prix courant *Fitzner* (voir aussi la note au bas de la page 632 avec la figure 473).

Depuis quelque temps, on trouve aussi dans le commerce des tubes *soudés en spirale*. Ils proviennent du *Rather Metallwerk* (*Usine métallurgique de Rath, ancienne maison Ehrhardt et Heye, à Rath, près Düsseldorf*) ; la figure 532 représente un tube de ce genre

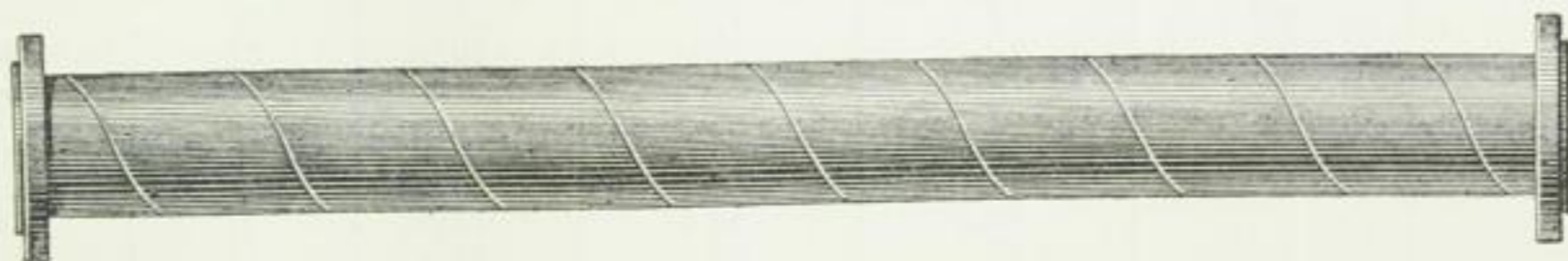


Fig. 532.

à bords rabattus et rondelles en fer forgé¹. D'après son prix courant, la maison citée ci-dessus les fournit aux dimensions suivantes :

¹ Voir sur l'exécution de ces tubes « *Stahl und Eisen* », 1894, n° 15.

Diamètre extérieur mm	Épaisseur de paroi mm	Pression de service kg/cm ²	Pression d'épreuve kg/cm ²	1 mètre de tuyau uni		
				pèse kg	coûte environ	
					F	C
157	2,5	24	35	10,0	6	05
	3,0	28	40	12,5	6	75
	3,5	30	45	15,0	7	45
182	2,5	20	30	11,7	6	80
	3,0	25	35	14,5	7	55
	3,5	30	45	17,1	8	25
208	2,5	18	27	13,8	7	55
	3,0	22	33	16,5	8	45
	3,5	26	39	19,2	9	25
233	2,5	16	24	15,4	8	40
	3,0	19	28	18,4	9	05
	3,5	23	34	21,6	10	—
259	2,5	15	22	17,0	8	75
	3,0	17	25	20,3	9	75
	3,5	20	30	24,0	10	60
311	3,0	15	22	24,7	13	75
	3,5	18	27	29,0	16	40
	4,0	20	30	33,3	17	80
362	3,0	13	20	29,0	16	10
	3,5	15	23	33,5	17	70
	4,0	17	25	38,5	20	50
416	3,5	13	18	38,8	21	10
	4,0	15	22	44,3	23	60
	5,0	18	27	54,7	26	25
467	3,5	11	17	43,5	22	30
	4,0	13	19	49,8	24	55
	5,0	16	24	52,0	27	90
517	3,5	10	15	48,2	23	90
	4,0	12	18	55,0	26	25
	5,0	15	23	68,8	30	75
571	3,5	9,5	14,5	53,3	26	25
	4,0	11	17	60,9	29	—
	5,0	13	20	76,0	34	40
	6,0	15	22	91,0	39	65
622	3,5	8,5	13	58,0	28	60
	4	10	15	66,5	31	50
	5	12,5	18,5	83,0	37	40
	6	15	22	100,0	43	40

Longueur normale utile du tube 10 m.

Avant l'expédition les tubes sont soumis à la pression d'épreuve indiquée et asphaltés à chaud. Sur demande on les fournit aussi galvanisés ou enduits de minium et de peinture à l'huile.

Pour de fortes commandes, l'usine fournit aussi d'autres diamètres.

Les assemblages de tubes s'opèrent comme suit :

1. Le tube a ses bords rabattus et est pourvu de brides mobiles en fer forgé (pour les conduites d'air soufflé et de chauffage à basse pression).

2. Brides cornières rivées, surfaces de joint brutes (pour tuyaux de cheminées à tirage forcé, etc.), et tournées, suivant l'épaisseur des brides cornières (pour les conduites à pression plus ou moins élevée).
3. Brides cornières en fonte rivées, surfaces de joint tournées.
4. Collets en fer forgé brasés ou soudés, et brides en fer forgé mobiles, collets tournés, bague obturatrice placée dans une cavité (pour conduites de vapeur figure 504).
5. Comme à l'art. 4, mais les collets sont seulement dressés sur le tour et peuvent s'adapter aux tuyaux normaux en fonte (pour conduites de vapeur).
6. Le tube a ses bords rabattus et l'assemblage peut s'opérer au moyen des crampons Ehrhardt brevetés.

Pour ce qui concerne les autres particularités de ces tubes, et spécialement leurs assemblages, nous renverrons nos lecteurs au prix courant de l'usine indiquée.

Les tubes soudés en spirale sont en fer fondu ou soudant et méritent pour les conduites de vapeur à hautes pressions, de trouver un emploi plus étendu que celui dont ils ont profité jusqu'à présent.

Angl. Rohrwerke Röhren 63 2

T

3. Tubes brasés.

Ils sont brasés à la soudure forte et s'emploient surtout pour les conduites de vapeur.

4. Tubes sans soudure.

Ces tubes se fabriquent par le procédé de laminage de *Mannesmann* ou par celui de perçage et étirage d'*Ehrhardt*. En ce qui concerne la manière de fabriquer les premiers de ces tubes, nous renverrons nos lecteurs à la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1890, p. 621 et suivantes; les brevets allemands nos 67 430 (10 octobre 1891), 67 921 (28 janvier 1891) et 73 005 (21 avril 1892) donnent des indications au sujet du second procédé.

Le prix courant actuel de la *Rheinische Metallwaaren-und Maschinenfabrik*, à *Düsseldorf*, qui livre les tubes *Ehrhardt* sans soudure, spécifie que les diamètres extérieurs croissent par $\frac{1}{8}$ " anglais (3,17 mm), de $\frac{3}{4}$ " anglais (19 mm) à 4" anglais (101,6 mm), et les épaisseurs de paroi de $\frac{1}{16}$ " (1,58 mm) à $\frac{5}{8}$ " (15,9 mm).

Le prix courant des *Deutsch-Oesterreichischen Mannesmann-Röhrenwerke*, dont la direction générale est à *Düsseldorf*, fournit, entre autres indications, les suivantes :

Tubes Mannesmann, en acier.

Diamètre extérieur		Épaisseur de paroi mm	Poids kg	Diamètre extérieur		Épaisseur de paroi mm	Poids kg
Pouces anglais	mm			Pouces anglais	mm		
1 1/4	32	2,5	1,81	5 1/4	133	4	12,73
1 1/2	38	2,5	2,19	5 1/2	140	4	13,42
1 5/8	41,5	2,5	2,40	5 3/4	146	4	14,00
1 3/4	44,5	2,5	2,59	6	152	4,5	16,37
1 7/8	47,5	2,5	2,78	6 1/4	159	4,5	17,15
2	51	2,5	2,99	6 1/2	165	4,5	17,82
2 1/8	54	2,5	3,18	6 3/4	171	4,5	18,39
2 1/4	57	3	4,00	7	178	5	21,34
2 3/8	60	3	4,22	7 1/2	191	5	22,94
2 1/2	63,5	3	4,48	8	203	5	24,41
2 3/4	70	3	4,96	8 1/2	216	5	26,03
3	76	3	5,40	9	229	5,5	30,22
3 1/4	83	3,5	6,86	9 1/2	241	5,5	31,24
3 1/2	89	3,5	7,38	10	254	5,5	33,71
3 3/4	95	3,5	7,90	10 1/2	267	6	38,61
4	102	4	9,67	11	279	6	40,40
4 1/4	108	4	10,26	11 1/2	292	6	—
4 1/2	114	4	10,85	12	305	6	—
4 3/4	121	4	11,55				
5	127	4	12,09				

Les poids s'appliquent au mètre courant de tuyau lisse.

Les longueurs usuelles des tubes pour chaudières à vapeur, etc. (en acier doux), sont de 4 à 5,5 m. Pour des longueurs supérieures à 5,5 m — qu'il s'agisse de tubes de chaudières ou de tubes avec assemblages à brides pour conduites de vapeur ou autres — il y a une plus-value.

Les tubes de chaudières sont essayés à 50 kg/cmq de pression effective avant la livraison, sur commande on les livre élargis ou rétrécis aux extrémités.

Tubes Mannesmann, en acier, pour conduites à haute pression.

Diamètre intérieur en mm 6 10 13 16 20 25 32 38 44 51 75 100 125 150 175 200 225 250 275 300

a, pour pressions de service allant jusqu'à 50 kg/cmq (pression d'épreuve 100 kg/cmq).

Épaisseur de paroi en mm 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 4,0 4,5 5,0 6,0 6,5 7,0 7,5

b, pour pressions de service allant jusqu'à 100 kg/cmq (pression d'épreuve 200 kg/cmq).

Épaisseur de paroi en mm 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 4,0 5,0 6,5 7,5 9,0 10,0

c, pour pressions de service allant jusqu'à 200 kg/cmq (pression d'épreuve 400 kg/cmq).

Épaisseur de paroi en mm 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 3,5 4,0 4,5 5,0 7,5 10,0 12,5

d, pour pressions de service allant jusqu'à 500 kg/cmq (pression d'épreuve 1000 kg/cmq).

Épaisseur de paroi en mm 3,5 3,5 3,5 4,0 5,0 6,5 8,0 9,5 11,0 13,0 19,0

Diamètre intérieur en mm 6 10 13 16 20 25 32 38 44 51

e, pour pressions de service allant jusqu'à 1000 kg/cmq (pression d'épreuve 2000 kg/cmq).

Épaisseur de paroi en mm 3,5 5,0 6,5 8,0 10,0 13,0 16,0 19,0 22,0 26,0¹

¹ L'effort kt s'obtient d'après la formule 124, p. 34, en observant que, pour cette dimension, $r_e = 2 r_i$, de :

kt

Avant d'être expédiés, les tubes sont soumis à la pression d'épreuve et pourvus, afin de les préserver de la rouille, d'un vernis au goudron appliqué à chaud.

Les tubes ordinaires atteignent des longueurs de 3 m à 6,5 m, les gros tubes 3 m à 4,5 m.

Un supplément convenable d'épaisseur de paroi est indiqué pour les conduites exposées à subir de grands chocs pendant leur fonctionnement.

Pour assembler les tubes, on se sert de manchons filetés ou de brides. Il convient, en tous cas, de s'entendre, à ce sujet, avec les usines qui fabriquent les tubes Mannesmann.

Tubes Mannesmann, en acier et à manchon.

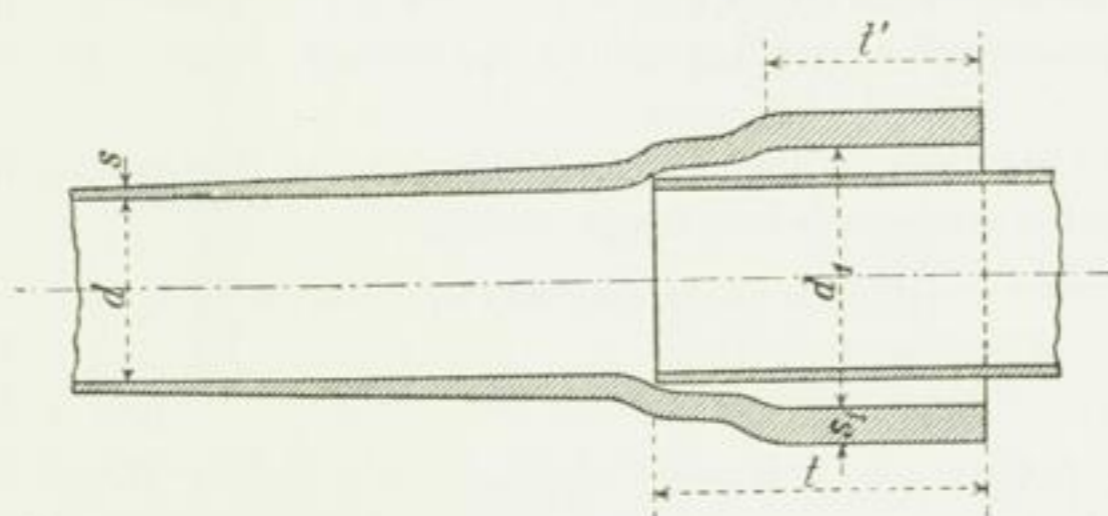


Fig. 533.

Ces tubes trouvent leur emploi quand ceux en fonte, à manchon, ne paraissent pas assez résistants. Ils sont soumis à une pression d'épreuve de 70 kg/cmq. Pour les préserver de la rouille on les enduit d'asphalte à chaud et on les entoure de jute goudronnée. Longueur de fabrication jusqu'à 8 m.

Diamètre intérieur d	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	mm
Épaisseur de paroi s	3	3	3	3,25	3,5	4	4	4,5	5,5	6	»
Diamètre intérieur du manchon d_1	60	71	81	91,5	102	113	123	149	176	202	»
Épaisseur du manchon s_1	9	10	10	11	11	12	12	13	14	14	»
Profondeur du manchon t	87	91	94	97	99	102	105	109	112	115	»
Profondeur de la garniture t_1	62	65	67	69	70	72	74	77	79	81	»
Poids du mètre courant	3,57	4,6	5,1	6,37	7,74	10,5	11,6	16,4	24,2	30,2	kg.

On fabrique en outre des tubes Mannesmann, en acier, pour la construction des vélocipèdes, des tubes en acier trempant à outils pour boîtes, douilles de rotation et tourillons

$$r_e = r_i \sqrt{\frac{kt + 0,4 p_i}{kt - 1,3 p_i}} = 2 r_i$$

on tire :

$$kt = 1,8 p_i,$$

c'est-à-dire 1800 kg/cmq pour la pression de service et 3600 kg/cmq pour la pression d'épreuve, ce qui, tout en étant très considérable, à la vérité, peut encore s'admettre avec une matière de qualité supérieure, si l'on est sûr que la pression du fluide ne dépasse pas 1000 kg/cmq.

A'

de locomotives, machines à vapeur, etc., pour calibres et bagues calibrés, matrices, poinçons à percer, fraises tarauds creux, etc. Des tubes Mannesmann, en acier, sont employés comme poteaux télégraphiques et mâts pour conducteurs de courants. On fait aussi, par le procédé Mannesmann, des bouteilles à acide carbonique¹, etc. Pour ce qui concerne ces divers objets, nous devons renvoyer nos lecteurs aux prix courants des usines précitées.

III. Tubes en cuivre et en laiton.

Les tubes en cuivre rouge et en laiton sont, le plus souvent, brasés et par conséquent en métal laminé et soudé ; mais on en trouve aussi, dans le commerce, qui sont étirés sans soudure ; les diamètres extérieurs et intérieurs, épaisseurs, longueurs, etc., sont indiqués ci-après.

Le prix courant de 1889, édité par *C. Heckmann*, à Berlin, contient les renseignements suivants pour les tubes en cuivre rouge soudés.

4 à	5 mm	de diamètre intérieur aux épaisseurs de	0,75 à 1,8 mm
6 »	10 »	»	0,75 » 3 »
11 »	250 »	»	0,75 » 6 »

Le prix courant (1895) de la *Société anonyme des usines métallurgiques*, ancienne *Société anonyme J. Aders*, à Magdebourg-Neustadt, indique pour les tubes en cuivre rouge (étirés sans soudure) :

	3 à	20 mm	de diamètre intérieur, aux épaisseurs de	0,5 à 5 mm
au delà de	20 »	40 »	»	0,75 » 5 »
»	40 »	80 »	»	1 » 5 »
»	80 »	90 »	»	1,25 » 5 »
»	90 »	100 »	»	1,5 » 5 »
»	100 »	140 »	»	2 » 5 »
»	140 »	160 »	»	2,5 » 5 »
»	160 »	200 »	»	3 » 5 »

Ces tubes se font par longueurs de 4 à 6 m en nombres ronds.

Le même prix courant donne les indications suivantes pour les tubes de laiton étirés (sans soudure) :

		de 5 mm	de diamètre extérieur et au-dessus, aux épaisseurs de	0,5 à 1 mm
	»	6 »	»	0,5 » 1,5
	»	7 »	»	0,5 » 2
	»	8 »	»	0,5 » 2,5
	de	9 à 12 »	»	0,5 » 3
	»	13 et 14 »	»	0,5 » 3,5
	»	15 à 50 »	»	0,5 » 5
de	50 exclusivement à	70 »	»	0,75 » 5
»	70 »	» 80 »	»	1,0 » 5
»	80 »	» 90 »	»	1,25 » 5
»	90 »	» 120 »	»	1,5 » 5

¹ Voir la note 5 au bas de la page 57.

de 120 exclusivement à 150 ^{mm}	de diamètre extérieur et au-dessus,	aux épaisseurs de 2,0 » 5
» 150	» 160 »	» 2,5 » 5
» 160	» 200 »	» 3 » 5

Ces tubes se font par longueurs de 4 à 6 m.

La Société anonyme du métal Elmore (*Elmore's Metall-Aktiengesellschaft*), à Cologne-sur-Rhin, fabrique, au moyen d'un procédé d'électrolyse, des tuyaux en cuivre rouge ayant jusqu'à 1500^{mm} de diamètre et des longueurs allant jusqu'à 5,2 m, les bouts

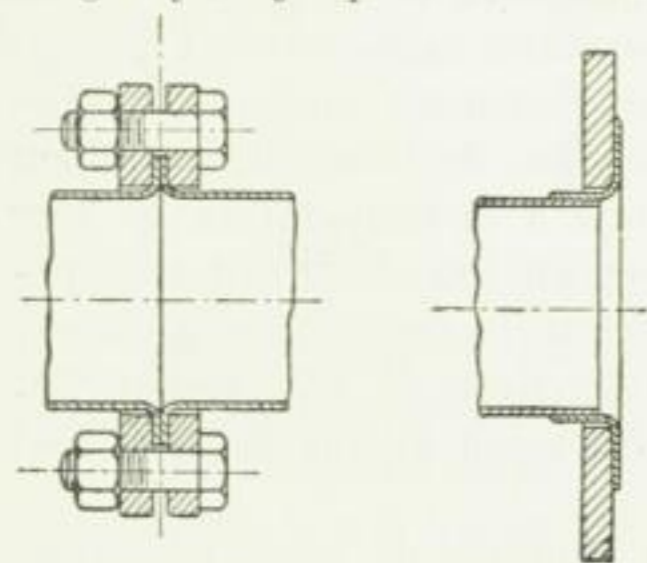


Fig. 534.

Fig. 535.

de ces tubes ont des renflements permettant de les assembler au moyen de manchons filetés. La même maison fabrique des tubes en fer, sans soudure, recouverts de cuivre, et des rouleaux en fer également couverts de cuivre ; elle recouvre de cuivre les pistons de pompes et de presses, etc.

Pour les tubes en cuivre cintrés ou coudés (comportant une déviation de 90°)¹, il convient d'adopter, pour

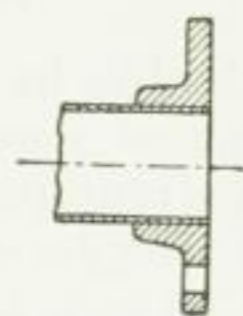


Fig. 536.

rayon de courbure de la ligne médiane, 2 à 3 fois au moins le diamètre du tube ; quand ce diamètre est plus grand, le rayon de courbure doit être 4 et même 5 fois plus grand que lui.

Le mode d'accouplement le plus simple, pour deux tubes en cuivre, est indiqué par les figures 534 et 535. Sur la première de ces figures le bord du tube est rabattu, sur la figure 535 le tube porte un rebord en cuivre rapporté et soudé, contre lequel s'appuie la bride en fer forgé, sur la figure 536, la bride qui est en bronze est brasée sur le tube.

La figure 537 montre l'assemblage, facilement démontable, d'un tube en cuivre et d'un raccord fileté. Le joint est obtenu à l'aide d'une rondelle en cuir.

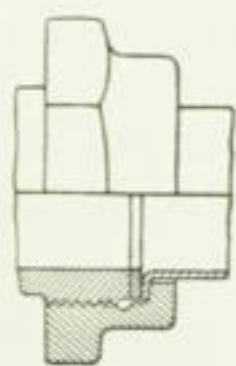


Fig. 537.

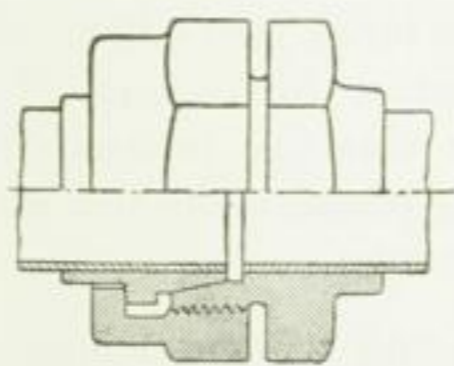


Fig. 538.

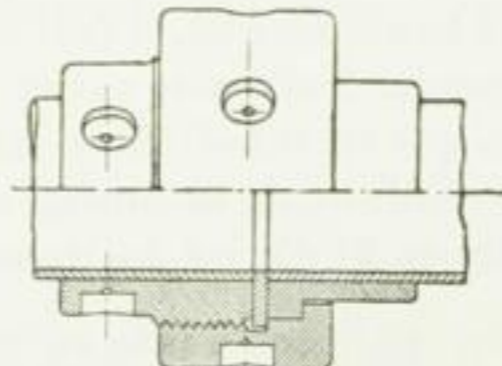


Fig. 539.

Les figures 538 et 539 représentent des accouplements de tubes. Dans le premier cas, l'étanchéité s'obtient par compression de deux surfaces coniques rodées, l'une sur l'autre ; dans le second cas au moyen d'une rondelle en cuir ou en caoutchouc. Le premier de ces modes d'obturation a l'avantage d'avoir des surfaces de joint de matière plus durable, mais, par contre, l'inconvénient d'une très grande sensibilité de ces surfaces à la saleté, aux grains de sable, etc. Les pièces d'accouplement sont en bronze rouge ou jaune et, à l'exception des écrous d'accouplement (écrous à chapeau), sont brasées sur les extrémités des tubes.

Dans nombre de cas, il est désirable de pouvoir réunir deux tubes par un

¹ Voir aussi les notes au bas des pages 660, et 661.

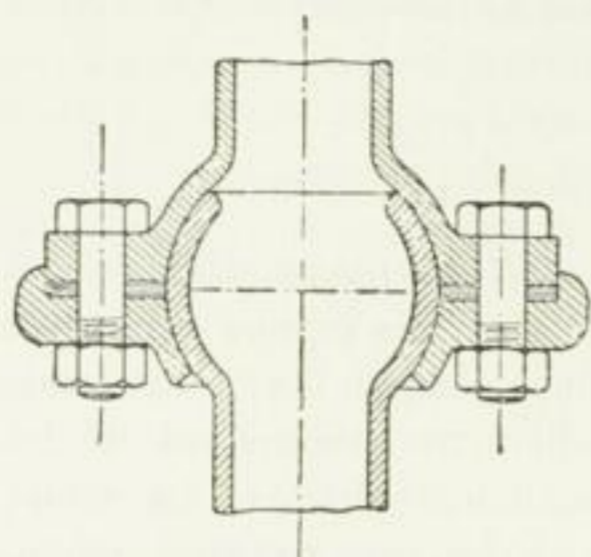


Fig. 540.

assemblage articulé. La figure 540 montre une solution de ce problème.

Pour pouvoir courber les tubes en cuivre, on y coule, aux endroits à courber, de la résine fondue. Comme nous l'avons déjà fait observer plus haut, les courbures brusques doivent être évitées autant que possible.

Dans l'emploi des tubes en cuivre, il faut tenir compte de l'importante diminution de résistance causée par une élévation de température, surtout quand il s'agit de conduire de la vapeur fortement surchauffée. (Les machines à vapeur surchauffée de Schmidt, travaillent avec de la vapeur introduite à la température de 350°

C., dans les machines ordinaires à vapeur surchauffée, celle-ci est introduite à des températures voisines de 270° C.). D'après les expériences du *Franklin-Institute* on a trouvé, à la température de 367° C., une diminution de résistance d'environ 34,3 % (voir p. 73), d'après des expériences plus récentes de *Rudeloff* cette diminution a atteint 30 % à 300° C. et 52 % à 400° (voir p. 74).

Les accidents occasionnés à plusieurs reprises, par des ruptures de tubes en cuivre, particulièrement sur des bateaux à vapeur (comme par exemple sur le vapeur « Elbe » à bord duquel une rupture de tube a coûté la vie à 9 hommes), ont conduit la marine impériale allemande à faire exécuter, dans plusieurs directions, des expériences¹ dont les résultats sont exposés ci-après.

Les tubes *brasés* doivent être exclus pour les hautes pressions de vapeur (la résistance des tubes de ce genre dépend complètement de la bonne qualité de la soudure et, par conséquent, dans une large mesure, de l'habileté du chaudronnier ; si les tubes à braser ne sont pas convenablement traités au feu, le métal est trop fortement chauffé dans le voisinage de la couture et la résistance se trouve notablement diminuée, l'extensibilité de la matière diminuant, en particulier, d'une manière extraordinaire). Pour les conduites de vapeur à haute tension, il faut employer les tubes étirés de la manière ordinaire ou fabriqués avec des feuilles de cuivre rivées à doubles couvre-joints.

Dès que les tubes étirés atteignent un diamètre intérieur de 120 mm et au-dessus, ou doivent conduire de la vapeur à 7 kg/cmq de pression effective et plus, on doit les entourer de cordes en fil d'acier des dimensions suivantes :

Diamètre intérieur du tube en mm	120/150	155/200	205/250	255/300	305/350	355/400
Circonférence du cordage en acier en mm	7,5	10	12,5	15	17,5	20.

Dans aucun cas l'effort auquel est soumise la matière du tube en cuivre ne doit dépasser 200 kg/cmq. Quand les tubes sont entourés il ne faut pas tenir compte de la résistance du cordage qui les entoure. L'épaisseur de ces tubes doit donc être, en centimètres, d'au moins :

$$\frac{pD}{400}$$

toutefois elle ne doit pas être inférieure à 4 mm, afin que l'on puisse fixer solidement les

¹ Pour plus de détails sur une partie de ces expériences, voir la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1895, p. 780 et suivantes.

brides. Les tuyaux en cuivre non entourés doivent avoir une épaisseur de paroi d'au moins :

$$\frac{pD}{400} + 0,15 \text{ cm.}$$

Tous les tuyaux en cuivre, de 120 mm de diamètre intérieur et au-dessus, qui servent à conduire de la vapeur à 7 kg/cmq de pression effective et au-dessus, doivent être pourvus de brides rivées et non brasées.

IV. Tuyaux en plomb ou en étain.

Une propriété précieuse de ces tuyaux consiste dans la facilité avec laquelle on peut les plier. Depuis quelque temps on emploie, pour les conduites d'eau potable, des tuyaux qui sont intérieurement en étain, sur une épaisseur d'environ $\frac{1}{2}$ mm (tuyaux d'étain à enveloppe de plomb), ce qui a pour but de prévenir toute possibilité de dissolution de plomb dans l'eau.

On arriverait à ce résultat en traitant la surface intérieure du tuyau en plomb par le sulfure de sodium. La couche de sulfure de plomb qui se produirait présenterait toute garantie contre la dissolution du plomb.

Le tarif du *Bureau commercial des usines métallurgiques du Royaume de Saxe, à Freiberg*, fait mention des tuyaux suivants.

Tuyaux en plomb mou.

De 3 mm de diamètre intérieur (épaisseur de paroi 1 à 2 mm, maximum de longueur d'un tuyau fait à la presse 77 à 28 m) à 110 mm de diamètre intérieur (épaisseur de paroi 5 mm, maximum de longueur 3,6 m).

On trouve en magasin :

Diamètre intérieur	6	10	24	30	35	40	50	60	70 mm
Épaisseur de paroi	2	2	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5 »
Poids du mètre courant	0,6	0,9	3	4,2	5,6	7,1	9,8	12,8	17,7 kg
Maximum de longueur des tuyaux	48	75	23,6	16,6	12,1	9,5	8,8	6,3	4,2 m
Pression intérieure admissible	16	10	6	6	5,5	5,5	5	4,5	4,5 kg/cmq

Tuyaux en plomb durci.

Ces tuyaux, fabriqués avec du plomb mou auquel on ajoute de 10 à 15 % de plomb antimonieux ont une résistance et une élasticité plus grandes que celles des tuyaux en plomb mou, ce qui les rend préférables à ces derniers pour la conduite de la vapeur.

De 13 mm de diamètre intérieur (épaisseur de paroi 1,5 mm, maximum de longueur 32 m signalés comme suffisants pour une pression effective de 11,5 kg/cmq).
à 200 mm » intérieur (épaisseur de paroi 3,5 mm, maximum de longueur 2,2 m, signalés comme suffisants pour une pression effective intérieure de 1,5 kg/cmq).

Tuyaux en étain à enveloppe de plomb.

Épaisseur des tuyaux en étain 0,5 mm.

De 10 mm de diamètre intérieur (épaisseur de paroi 4 mm, maximum de longueur 12,5 m, signalés comme suffisants pour une pression effective intérieure de 20 kg/cmq),
 à 40 mm » intérieur (épaisseur de paroi 6,9 mm, maximum de longueur 6,9 m, signalés comme suffisants pour une pression effective intérieure de 7 kg/cmq).

55

Tuyaux en étain.

De 4 mm de diamètre intérieur (épaisseur de paroi 2,0 mm, maximum de longueur 55 m, signalés comme suffisants pour une pression effective intérieure de 50 kg/cmq).
 à 50 mm » intérieur (épaisseur de paroi 3,0 mm, maximum de longueur, 9,8 m, signalés comme suffisants pour une pression effective intérieure de 7 kg/cmq).

60

Les valeurs données comme admissibles pour la pression intérieure supposent une température moyenne de 30° C.

Pour plus amples détails, on peut se reporter au prix-courant précité.

L'assemblage des tuyaux entre eux, avec des tubulures, etc., s'opère au moyen de soudures à l'étain, comme le montre la figure 541, ou de la manière indiquée figure 542

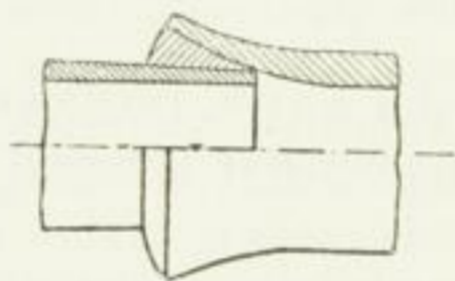


Fig. 541.

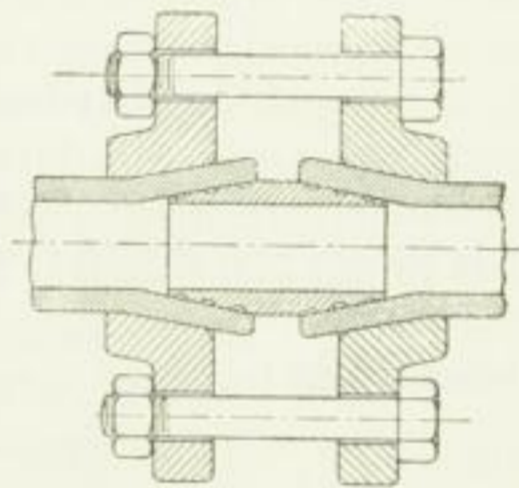


Fig. 442.

64097

(Bode, brevet allemand n° 11 535). G. Oesten (brevet allemand n° 65 097, du 19 août 1891) exécute l'assemblage d'une autre manière : il rabat les bords des tuyaux qu'il met en contact bout à bout, de manière à former un bourrelet à angle vif sur lequel il passe un manchon en plomb. Au moyen d'une pince, il serre fortement le manchon sur les extrémités des tuyaux et obtient ainsi non seulement le serrage de ces derniers l'un contre l'autre, mais aussi un bon joint résultant du contact parfait de la paroi du manchon et de celle des tuyaux.

V. Tuyaux compensateurs ou extensibles.

Quand on installe une file de tuyaux, on doit tenir compte des changements de longueur inséparables des différences de température, ceci s'applique surtout aux conduites dans lesquelles circulent des fluides chauds. Ces changements de longueur sont, dans une

certaine mesure, compensés par l'élasticité des matières formant joints entre les brides. Le carton d'amiante épais a donné, dit-on, de bons résultats dans ce cas. De fortes rondelles

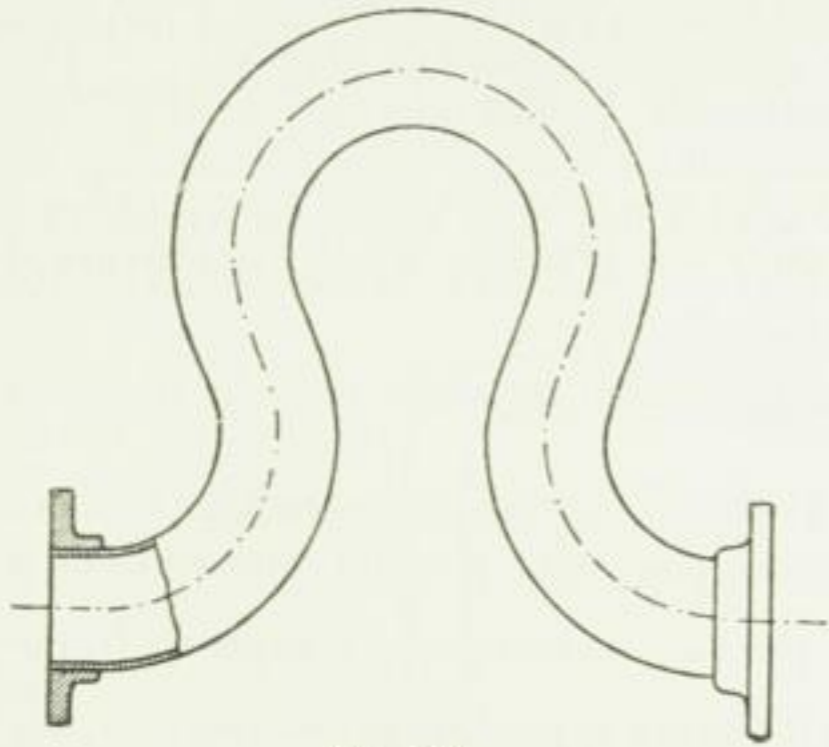


Fig. 543.

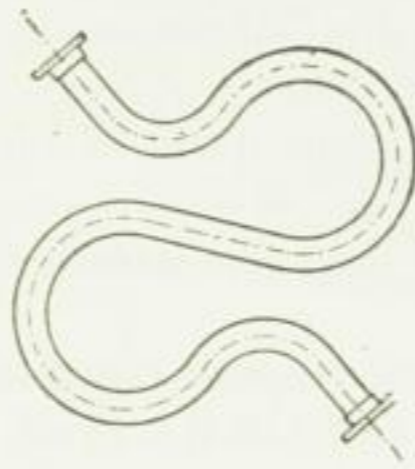


Fig. 544.

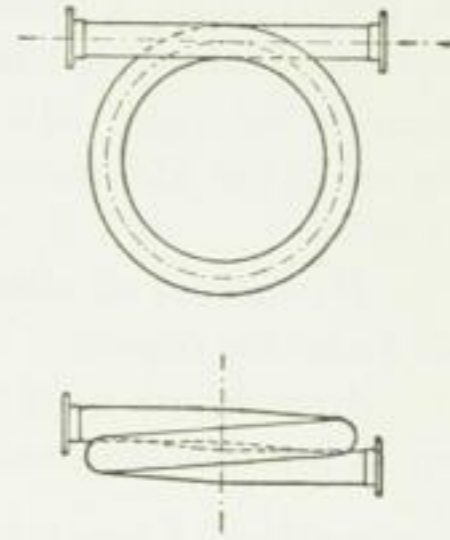


Fig. 545.

en caoutchouc, dont la résistance avait été suffisamment augmentée, grâce à l'interposition de plusieurs couches de toile métallique en laiton, se sont montrées également efficaces. En employant pour les joints des rondelles plus épaisses, on augmente le danger de leur

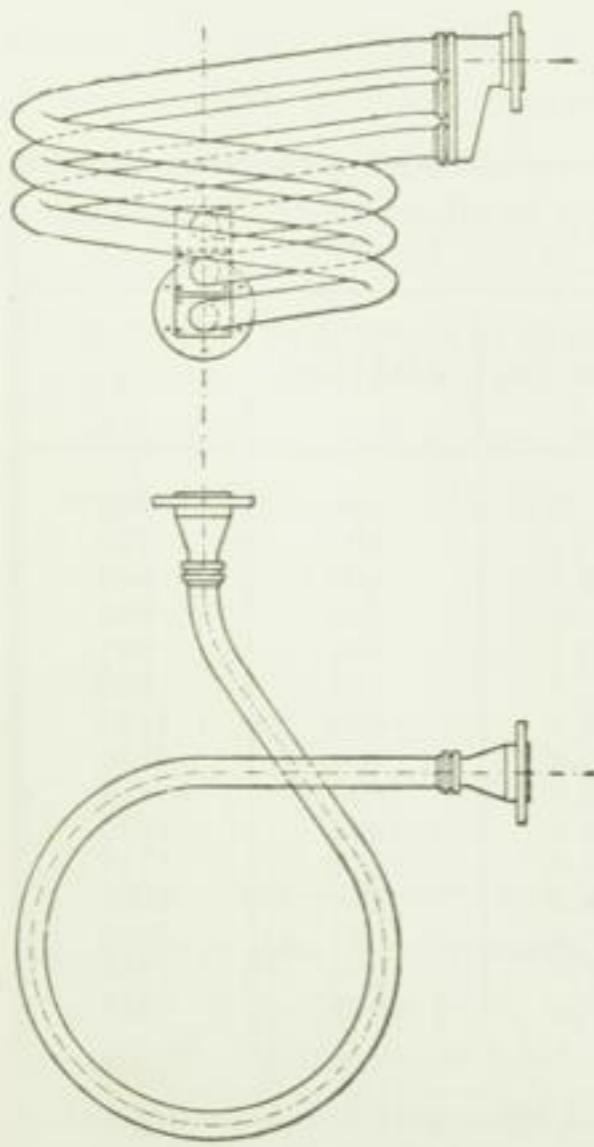


Fig. 546.

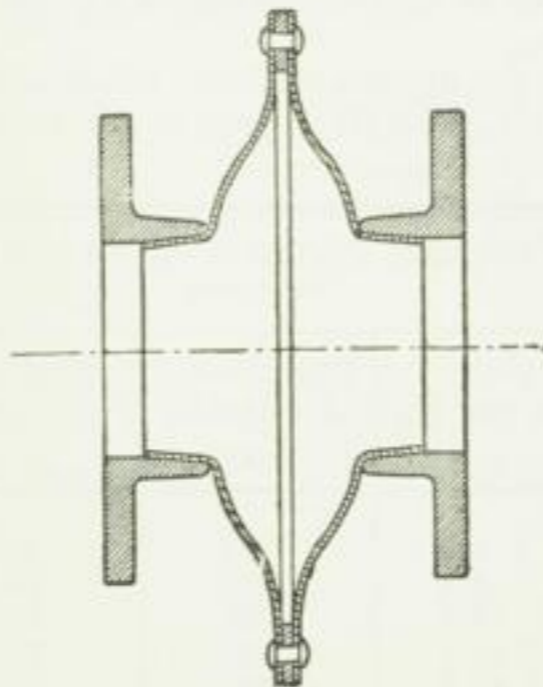


Fig. 547.

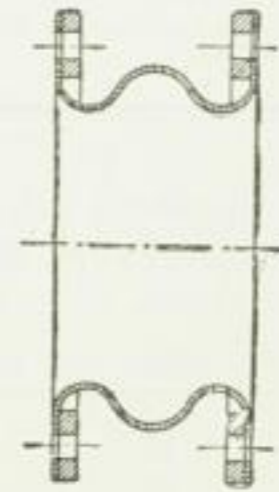


Fig. 548.

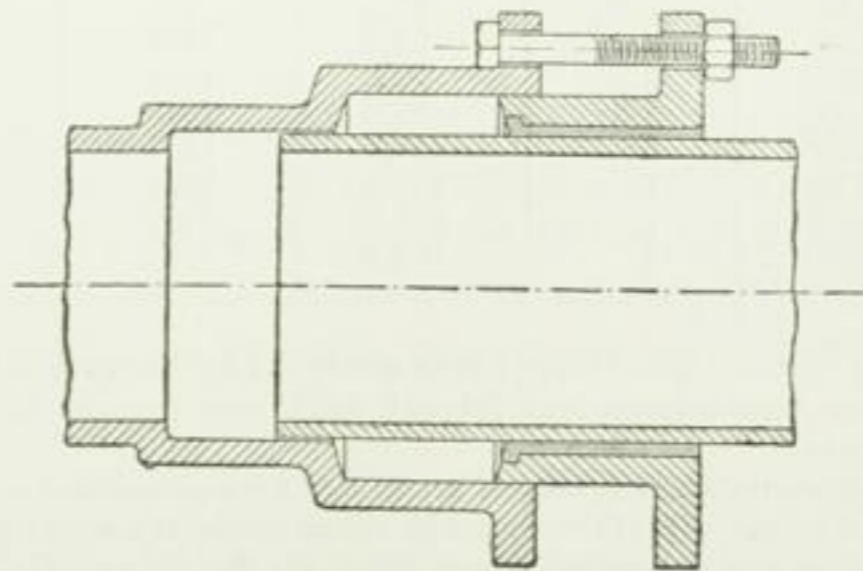


Fig. 549.

expulsion sur l'influence de la pression, ce qui nuit à l'étanchéité et peut parfois la supprimer complètement ; il faut donc alors empêcher la matière du joint de s'écarter.

Il est préférable de substituer à ce moyen, qui n'est pas suffisant quand les conduites de vapeur ou d'eau chaude ont une certaine longueur, l'emploi de tuyaux cintrés, aussi élastiques que possible et placés aux endroits où la file de tuyaux change de direction. Si l'on ne parvient pas à obtenir ainsi une compensation suffisante, il faut intercaler dans la conduite des tuyaux spéciaux, dits compensateurs ou extensibles, comme ceux dessinés sur les figures 543, 544, 545, 546 (*Sulzer frères*), 547, 548 et 549. Les types de construction figure 547 et 548 méritent moins d'être recommandés que ceux des figures 543, 544, 545 et 546¹.

Il convient de donner toute son attention aux forces qui agissent dans la direction de l'axe des tuyaux.

A cet égard nous citerons comme exemple le dispositif représenté figure 550. Dans ce cas la branche horizontale du tuyau B C D est soumise, pour une pression intérieure de p atmosphères, à une force de $\frac{\pi}{4} d^2 p$, en supposant que l'on ne tienne pas compte du frottement de la boîte à étoupes, cette force agit de droite à gauche et produit par conséquent, sur la bride inférieure et son assemblage en B un moment fléchissant $\frac{\pi}{4} d^2 p l$. Pour $d = 240$ mm et $p = 10$ atmosphères, cette force qui produit le fléchissement sera :

¹ Riedler a décrit, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1893, p. 464 et suivantes, les appareils compensateurs des installations de distribution de la vapeur qui se rencontrent dans l'Amérique du Nord. On trouve, dans la même revue, un croquis du compensateur d'une conduite d'eau à haute pression, p. 745, fig. 12.

La chaudronnerie et fabrique de quincaillerie *F. G. Rühmkorff et Cie*, à Hanovre, donne les indications suivantes au sujet de ses tuyaux élastiques en cuivre (voir fig. 543).

Diamètres intérieurs mm	Epaisseurs de paroi mm	Pour une dilatation de 50 mm en longueur			Pour une dilatation de 100 mm en longueur		
		Poids du cuivre kg	Ecartement des brides mm	Hauteur totale mm	Poids du cuivre kg	Ecartement des brides mm	Hauteur totale mm
40	2,5	6,5	500	590	7,0	500	665
50	2,5	9,0	500	625	9,5	500	730
60	2,5	10,0	500	660	12,0	600	800
70	2,5	13,5	600	700	15,5	600	860
80	2,5	17,0	600	745	18,5	700	925
90	3,0	25,0	700	775	27,5	700	990
100	3,0	28,0	750	870	33,0	800	1130
125	3,0	37,0	750	970	46,0	800	1290
150	3,5	59,0	1000	1090	72,5	1000	1440
175	3,5	72,0	1000	1160	98,0	1000	1630
200	3,5	85,0	1000	1240	126,0	1250	1750
225	4	120,0	1250	1330	168,5	1250	1925
250	4	133,5	1250	1500	205,0	1500	2100
275	4	155,0	1250	1600	249,5	1500	2250
300	4	180,0	1250	1700	293,0	1600	2400

Les tuyaux sont livrés après avoir été éprouvés à 10 kg/cm² de pression effective. On doit les intercaler dans une conduite en leur faisant subir une tension égale au tiers, environ de la dilatation indiquée sur la longueur.

L'usine précitée fabrique aussi des tuyaux coudés ou moulés, en cuivre, pour compenser la dilatation des conduites ; elle fait, dans le même but, des tuyaux élastiques en forme de trompette, ainsi que des serpentins, des pièces en forme de \perp ou de $+$, au sujet desquelles les tarifs de la maison donnent des indications plus complètes.

$$\frac{\pi}{4} \cdot 24^2 \cdot 10 = 452,4 \cdot 10 = 4525 \text{ kg};$$

4525

sa valeur n'exige donc pas un grand bras de levier l pour produire la rupture des brides ou de leur assemblage en B. On produirait une résistance à cette force en installant des tirants entre la branche horizontale du tuyau D C B et la paroi en A.

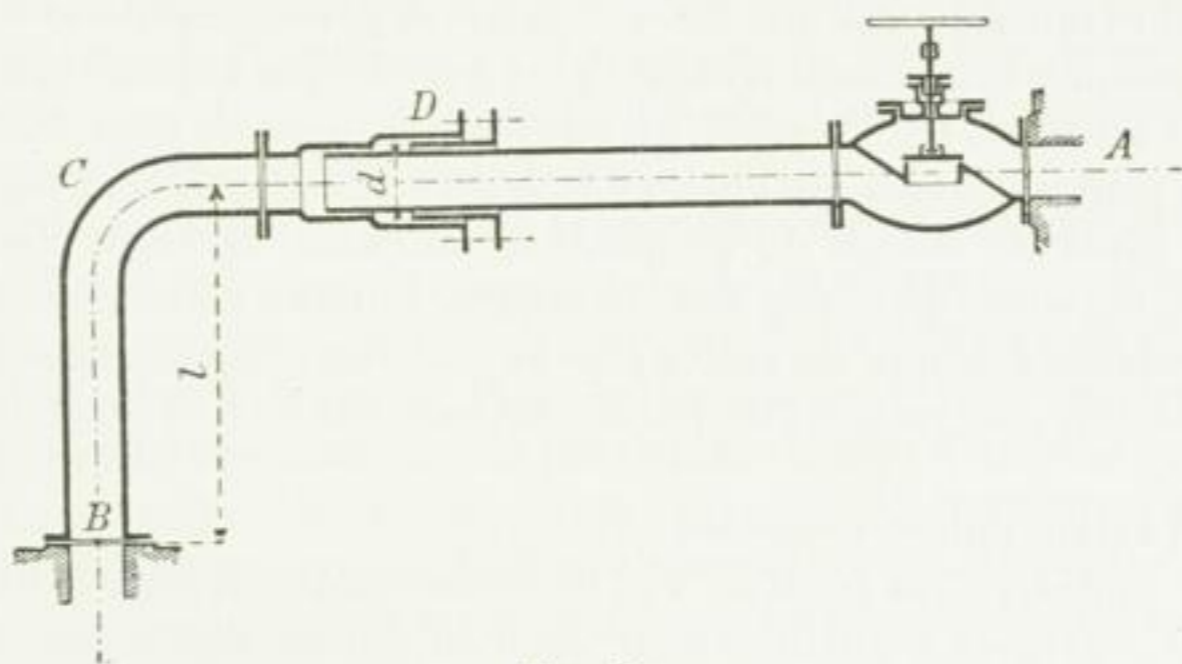


Fig. 550.

Le compensateur de Dehne, fig. 551 (brevet allemand n° 75 756), n'a pas besoin d'être ainsi assujéti².

Les tuyaux compensateurs pourvus de boîtes à étoupes (fig. 549, 550 et 551, surtout quand le diamètre des tuyaux est grand et la tension de la vapeur élevée, ont l'inconvénient de conserver très peu de temps l'étanchéité de la garniture. En serrant fortement, on s'ex-

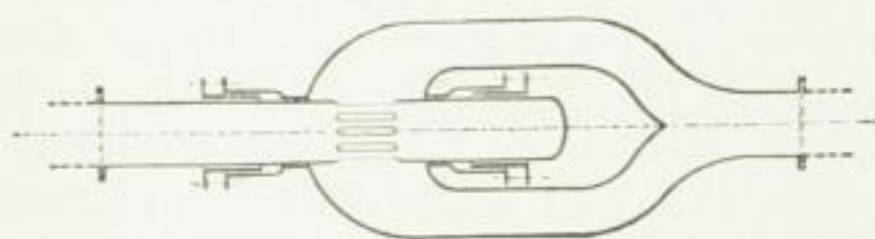


Fig. 551.

pose à immobiliser l'appareil compensateur, qui cesse alors de remplir son but. Les compensateurs élastiques, fig. 543, 544, 545 et 546, sont bien préférables. S'il s'agit de hautes tensions de vapeur ou de vapeur surchauffée, il faut s'abstenir, autant que possible, d'employer des tuyaux en cuivre brasés (voir p. 656).

C. APPAREILS D'OBTURATION

Pour pouvoir interrompre quand on le veut les courants de fluides, il est nécessaire d'employer des obturateurs. Imaginons que le courant soit interrompu et qu'il faille ouvrir l'orifice fermé, cela peut se faire de différentes manières. La partie de l'appareil qui porte la surface d'obturation peut se *soulever* ou *tourner comme sur une charnière* (voir fig. 555, p. 675 et fig. 363, pl. 53). L'appareil porte alors les noms de *soupape à course rectiligne*

² Avec ce genre de construction, le courant de fluide est obligé de subir des changements de direction et de section. La nouvelle disposition pour laquelle *Herm. Frahm* a obtenu un brevet allemand n° 94 534 (du 22 nov. 1896), et que construit la maison *A. L. G. Dehne*, à Halle, présente constamment au courant de fluide, dont l'axe est rectiligne, la même section circulaire de passage.

et de *soupape à clapet*. Si la réouverture s'opère par *glissement* de la surface obturatrice sur la surface de l'orifice, l'appareil s'appelle *tiroir* (dans le sens le plus étendu du mot).

Les points à considérer particulièrement dans la construction d'un appareil obturateur sont les suivants.

Le courant de fluide doit subir, en traversant la soupape ou le tiroir, des changements de section ou de direction aussi petits que possible, afin que les résistances opposées à son mouvement soient réduites autant que les circonstances permettent de le faire. Cette nécessité a généralement une importance d'autant plus grande que le poids spécifique du fluide est plus grand ; c'est ainsi, par exemple, qu'elle est plus urgente pour l'eau que pour l'air ou la vapeur. On peut cependant quelquefois la laisser au second plan, par exemple quand on dispose d'un excès de charge ou de pression, ou quand il s'agit d'élever l'eau à de grandes hauteurs, mesurées par centaines de mètres. Dans ce dernier cas il n'y a (relativement) pas d'importance à ce que les résistances au mouvement présentées par une soupape soient un peu grandes, pourvu que l'on puisse compter sur le bon fonctionnement de cette soupape.

La fermeture exigée doit être assurée.

Les parties à considérer au point de vue de l'obturation (soupape et son siège, tiroir et sa glace), doivent être assez accessibles pour que l'on puisse enlever les corps susceptibles de s'opposer à la fermeture complète (sable, ordures, etc.) et au besoin remédier aux altérations qui pourraient se produire sur les surfaces obturatrices.

Suivant la pression, le genre, l'état et la température du fluide et selon les influences qui peuvent agir sur l'appareil obturateur, les parties les plus importantes de cet appareil, c'est-à-dire *les surfaces obturatrices*, sont des pièces de bronze ou d'autres alliages, de fonte, de plomb, de cuir, de caoutchouc, de bois, de feutre, etc. Les matières telles que les quatre citées en dernier lieu s'emploient de préférence pour les soupapes, quand il s'agit de rendre l'appareil moins sensible à l'impureté du fluide, ou quand il est nécessaire d'atténuer ou d'éviter le choc qui se fait sentir au moment où les soupapes viennent porter sur la surface de leur siège. Le caoutchouc s'emploie aussi pour les soupapes des pompes à eau qui font un grand nombre de courses. Les soupapes à surfaces métalliques deviennent nécessaires, quand la température à laquelle ces soupapes sont exposées semble trop élevée pour que d'autres matières résistent suffisamment. Le choix du métal qu'il convient d'adopter alors dépend de l'action chimique et mécanique du fluide, ainsi que du prix de revient.

I. Soupapes.

Le mouvement de la soupape peut *s'effectuer à la main*, comme pour les soupapes d'arrêt figures 351, 352 et suivantes, pl. 51, il peut aussi être *automatique* et produit par la pression du fluide, au propre poids duquel s'ajoute en cas de besoin l'action de ressorts, comme par exemple dans la plupart des pompes, enfin il peut être *commandé et dirigé*, plus ou moins complètement par un appareil spécial comme cela se fait, par exemple, pour les soupapes de distribution des machines à vapeur. Nous distinguons, en conséquence, les *soupapes d'arrêt*, les *soupapes automatiques* et les *soupapes commandées* mécaniquement.

1. Soupapes d'arrêt.

351 La figure 531, pl. 51, montre une soupape de ce genre, à écrou extérieur, la figure 532
352 en montre une à écrou intérieur. Dans ce dernier cas il faut veiller à ce que la partie

filetée de la tige ne puisse pénétrer dans la partie du presse-étoupes contenant le bourrage. Le dispositif à filet intérieur est moins coûteux mais, par contre, dans les cas où une croûte provenant, par exemple d'une eau calcaire, peut se former sur la tige, il a l'inconvénient de rendre, le plus souvent, le mouvement d'ouverture et de fermeture d'une soupape de ce genre très difficile quand cette soupape est restée longtemps sans servir. En pareil cas une tige à filet extérieur est bien préférable. Il en est de même pour les tiroirs.

La soupape de la figure 351 est destinée à être montée sur une conduite rectiligne, tandis que celle de la figure 352 permet un changement de direction de 90° et peut, à cause de cela, être désigné sous le nom de soupape d'angle. Ces deux soupapes peuvent s'employer aussi bien pour la vapeur que pour l'eau.

Si l'on est obligé de refaire en pression la garniture d'une soupape de ce genre, il faut disposer cette dernière de façon que la pression du fluide agisse en dessous de la soupape, c'est-à-dire que, la soupape étant ouverte, le courant doit se diriger de A en B. Il en est ainsi, en particulier, avec la vapeur. Pour se soustraire à cette nécessité, lorsque l'on intercale une soupape sur une conduite, on peut munir la tige d'un cône comme celui tracé en pointillé sur la figure 351. Lorsque la soupape est complètement ouverte, on peut serrer ce cône contre le couvercle de manière à obtenir une obturation de dedans en dehors. Cela ne réussit souvent que très imparfaitement, même quand le couvercle est pourvu — comme il convient qu'il le soit — d'un siège en métal correspondant avec le cône. En disposant la soupape de la manière la plus avantageuse, eu égard au point de vue indiqué ci-dessus, on s'expose assurément, dans le cas où cette soupape a de grandes dimensions, à l'inconvénient d'être obligé d'exercer, pour l'obtention d'une fermeture complète et le maintien de l'étanchéité entre la tige et la soupape, une force très considérable et qui aboutit à des difficultés. Aussi a-t-on l'habitude, en pareil cas et surtout quand il s'agit d'eau à haute pression, de ne pas suivre la règle indiquée ci-dessus et de laisser agir la pression du liquide sur le disque de la soupape, en se servant de cette pression pour obtenir l'application de la soupape sur son siège et l'étanchéité. D'autre part une disposition de ce genre exige dans les conditions indiquées, un déchargement de la soupape que l'on peut réaliser simplement en établissant, entre l'espace qui est au-dessus de la soupape et celui qui est au-dessous d'elle, une conduite de jonction munie d'un robinet. On trouve aussi une autre disposition dans laquelle une petite soupape supplémentaire est établie sur le disque de la soupape principale que l'on décharge en soulevant d'abord la petite, après quoi, en continuant à faire monter la tige, on produit l'entraînement de la grande soupape.

Si l'on veut donner et maintenir avec facilité à la soupape, en vue d'obtenir un réglage, une position exacte, lors même qu'elle serait momentanée, il est également avantageux de disposer cette soupape de façon que le courant du fluide en mouvement produise une pression sur la surface inférieure du disque. Assez souvent aussi, le mode de jonction de la tige à la soupape est tel qu'il ne semble pas convenable de soumettre l'assemblage à un effort de traction aussi considérable que celui exigé par d'autres dispositifs.

Sur la figure 351 l'assemblage de la tige et de la soupape s'obtient en ajoutant à cette dernière un appendice, en forme de boîte et ouvert, d'un côté, dans lequel s'engage la tête de la tige. Le déplacement latéral de cet appendice est empêché par l'introduction d'une pièce métallique, supposée enlevée sur la figure. Dans le cas de la figure 352, l'assemblage s'obtient au moyen de deux goupilles, dont le diamètre doit toutefois être un peu inférieur à celui qui correspondrait à la rainure pratiquée sur la tige, de façon qu'en exerçant la force nécessaire pour produire la fermeture de la soupape, on ne fasse pas travailler les goupilles à la flexion (pour éviter que la rouille les détériore, on doit faire ces goupilles en bronze de bonne qualité). La diminution de grosseur des goupilles a aussi pour but

d'éviter toute pression unilatérale, et de *laisser à la soupape une certaine mobilité par rapport à la tige*, ce qui semble nécessaire en raison de l'écart plus ou moins grand qui peut exister entre l'axe de la tige et celui du siège de la soupape et *dont il faut aussi tenir compte avec tous les autres systèmes d'assemblage de la tige à la soupape*. Si le fluide charge la soupape en dessus, de façon que l'ouverture de cette soupape — à défaut d'un dispositif de décharge — exige une force importante et exclusivement supportée par les deux goupilles qui pénètrent à peine dans la rainure de la tige, ce mode d'assemblage doit être signalé comme insuffisant. L'assemblage à chapeau vissé, fig. 353, pl. 51, est plus parfait sous ce rapport, mais on lui reproche de se souder, pour ainsi dire à l'usage, sous l'influence de la vapeur et de ne plus pouvoir se décoller sans subir des avaries graves. En donnant au filet un faible pas, et à l'écrou ou à la vis une hauteur suffisante, avec une forme convenable et de fortes dimensions, en opérant en outre avec précaution, on ferait perdre à ce reproche beaucoup de sa justesse.

Contre le guidage inférieur, au moyen d'ailettes, appliqué aux soupapes 351 à 353, on fait valoir : un rétrécissement notable de la section de passage, auquel on peut remédier par une augmentation convenable du diamètre de l'ouverture de soupape. Si, d'autre part, le disque de soupape n'a pas une épaisseur suffisante et n'est pas suffisamment renforcé par des nervures, surtout si ces dernières sont échancrées au milieu, comme le montre, par exemple, la figure 552, il est à craindre que le disque fléchisse sous l'influence d'une forte pression de la tige, ce qui peut pousser les ailettes contre la surface du siège servant de guide et les coincer fortement sur elle. Cela peut avoir pour conséquence une ouverture difficile de la soupape ou même l'arrachement du siège ou une rupture. Un bon

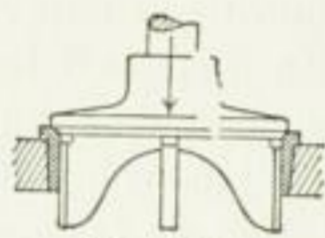


Fig. 552.

choix des dimensions écarte ce danger. On peut en outre objecter, dans le cas de hautes pressions, que dans la pratique, le fluide passant avec une grande vitesse par la soupape peu soulevée donne lieu, à cause de la présence des ailettes, à une usure irrégulière des surfaces d'obturation et de guidage de la soupape, ce qui, à la longue, a pour effet de faire tourner cette dernière et de produire des chocs et des vibrations qui, à leur tour, occasionnent une usure rapide et irrégulière des surfaces d'obturation et de guidage. Il n'y a pas lieu d'attribuer une importance notable à cet inconvénient quand il s'agit de fluides purs ; mais il en est autrement dans tous les cas où cette hypothèse ne se réalise pas et où les conditions sont telles qu'une faible ouverture de soupape permet au fluide de traverser, avec une vitesse relativement grande, par la section de passage. C'est pour cela que beaucoup d'ateliers de construction renoncent à guider les soupapes et donnent à leur disque une forme bombée ou partiellement sphérique comme celle indiquée sur la figure 354, pl. 51. D'autres adoptent un guidage supérieur (dans le col de la lanterne de soupape) mais le guide doit en ce cas avoir une hauteur très notable, il faut éviter les angles des nervures de guidage, et s'il est nécessaire de préserver le col de la lanterne de soupape des effets nuisibles de la rouille, le doubler de bronze si la lanterne est en fonte. Quand on exécute des soupapes guidées par des ailettes, il faut naturellement faire attention à ce que la dilatation causée par la chaleur ne donne pas lieu à une pression de ces ailettes contre les surfaces qui les conduisent. La maison *Dreyer, Rosenkranz et Droop, à Hanovre*, fabrique les disques de soupapes, pour des largeurs de 13 à 100 mm, conformément à la figure 355, pl. 51, et, pour des ouvertures supérieures à 100 mm, conformément à la figure 356 de la même planche. Dans les deux cas, la surface d'obturation est de forme conique. Sur la figure 355 une courte partie droite, à angles arrondis, se raccorde au cône, sur la figure 356, le siège est pourvu de traverses servant à donner à l'anneau un soutien que sa grandeur rend désirable ; il possède en outre, en son milieu, une douille servant à guider la tige qui con-

duit la soupape. Depuis quelque temps, l'usine nommée ci-dessus est passée au type de construction 553. Le mode de fixation de la tige au disque de soupape constitue un réel perfectionnement. Il correspond à celui indiqué figure 353, pl. 51 ; sauf qu'un écrou à chapeau remplace la vis à chapeau. La partie supérieure de cet écrou, limitée par un contour de forme conique, vient s'appliquer, lorsque la soupape est complètement ouverte, contre un siège de forme conique correspondante, ménagé dans le couvercle de la lanterne de soupape, on arrive ainsi à produire l'obturation intérieure¹.

Les dimensions et la position du volant à main doivent être telles, par rapport aux parties qui entourent cette pièce, que la main de la personne par laquelle le volant est manié, ne soit exposée à aucune blessure. Avec le type de construction figure 351, ce danger est surtout à craindre quand le diamètre du volant est insuffisant.

Les soupapes de retenue parcourues par un fluide avec une rapidité de courant très inconstante, comme, par exemple, la plupart des soupapes de retenue adaptées aux boîtes à tiroir ou à soupapes des machines à vapeur, surtout quand l'introduction est assez petite pour que la vitesse du courant de vapeur, constamment variable, descende jusqu'à zéro, ont une tendance à se déranger et doivent, en raison de cet état de choses, être étudiées et exécutées avec les soins nécessaires.

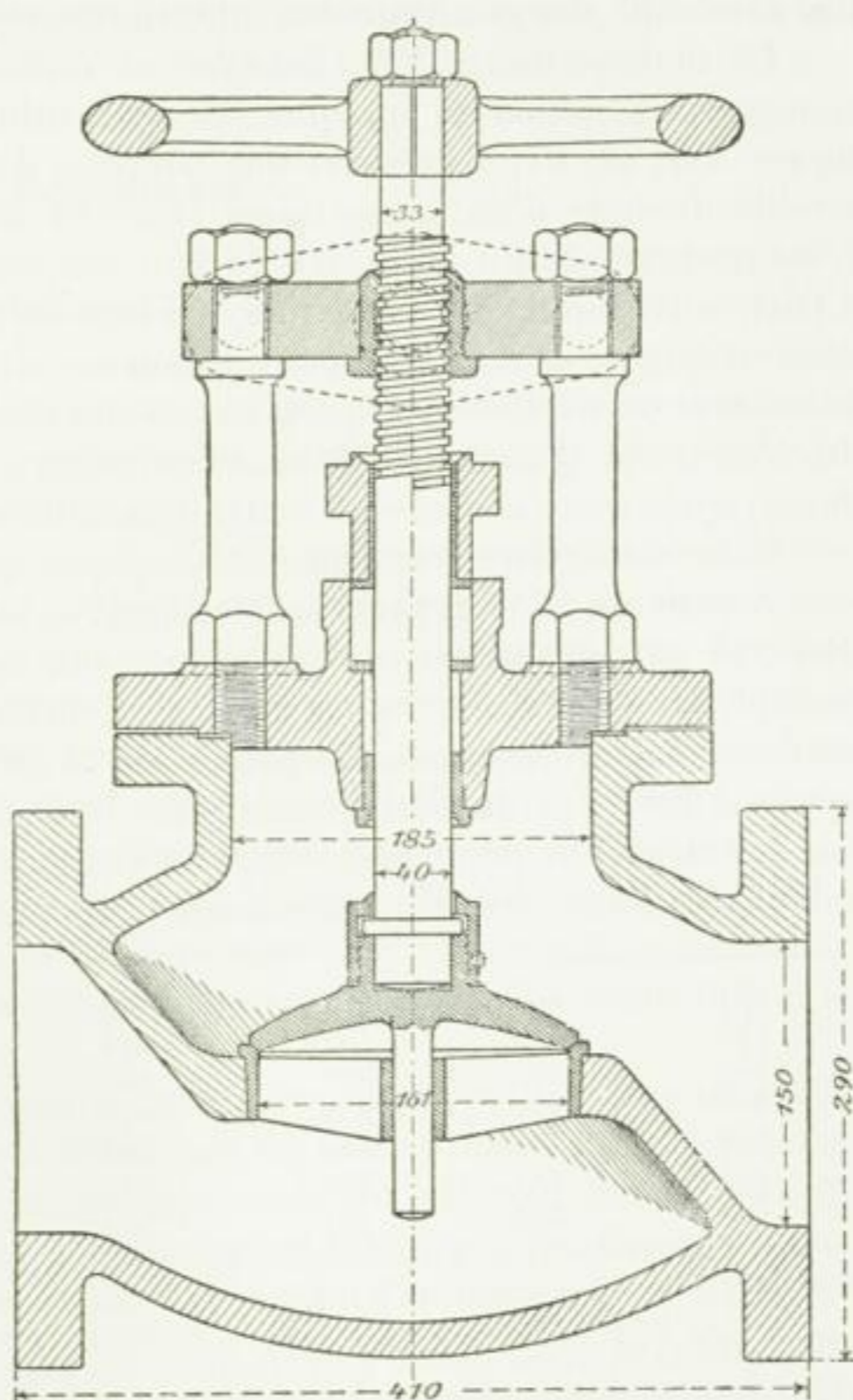


Fig. 553.

¹ Dreyer, Rosenkranz et Droop font de cette manière des soupapes directes (fig. 553 du texte, fig. 351, pl. 51), ou des soupapes d'angles (fig. 352, 353, pl. 51) aux dimensions suivantes :

Diamètres intérieurs	Diamètres des brides	Longueur des soupapes directes	Longueur des tubulures de soupapes d'angles dans le sens de la tige		Epaisseur des brides	Rainure tournée des brides	
			de la tige	perpendiculaire à la tige		diamètre	profondeur
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
40	140	180	90	95	19	70	3
45	150	190	95	100	20	75	3
50	160	200	100	105	21	80	3
60	175	220	110	115	22	100	3
70	185	240	120	125	24	110	3
80	200	260	130	135	26	120	3
90	215	280	140	145	27	134	4
100	230	300	150	155	28	144	4
125	260	350	175	180	32	170	4

Suivant la nature et l'état du fluide, on substitue aussi aux garnitures métalliques, fig. 351 à 356, des garnitures en cuir, en caoutchouc, en plomb, etc.

La soupape figure 354 (*Schäffer et Budenberg*, à Buckau-Magdebourg), permet de changer la direction réciproque des deux tubulures (en faisant tourner A vers A₁). La figure 357, pl. 51, représente une soupape d'un genre particulier, dite *Peet-valve*, qui semble devenue d'un usage assez fréquent sur les conduites d'eau de petit diamètre. L'obturation s'obtient au moyen de deux disques écartés l'un de l'autre par le cône disposé à l'extrémité inférieure de la tige. Ce type de construction semble plus parfait lorsque le cône est disposé de manière à pouvoir tourner sur la tige. Jusqu'au moment qui précède l'obturation la peet-valve se comporte comme un tiroir, ce qui la fait aussi désigner sous le nom de *tiroir Peet*. Quand la pression effective est considérable les disques ronds ont une tendance, après une ouverture partielle, à basculer dans l'ouverture de passage.

Pour ouvrir complètement les soupapes que nous venons de décrire ou les fermer entièrement quand elles sont complètement ouvertes, il faut de nombreux tours de la tige filetée et, par conséquent, un temps plus ou moins long. Cela devient quelquefois, par exemple lorsqu'il s'agit, en cas d'accident, de fermer rapidement une conduite de vapeur, un inconvénient très grave. En pareils cas, il est bon d'intercaler sur la tuyauterie un autre appareil d'arrêt permettant d'obtenir une fermeture immédiate. On peut très bien combiner des dispositifs de ce genre avec la soupape ordinaire d'arrêt, que l'on exécute ainsi complétée d'une manière convenable¹. Il convient toutefois d'établir qu'une fermeture

150	290	410	200	205	34	200	5
175	320	460	225	230	35	235	5
200	350	510	250	255	37	260	5
225	370	550	275	280	38	285	5
250	400	600	300	305	39	310	5
275	425	650	325	330	39	335	5
300	450	700	350	355	40	360	5

Les dimensions sont calculées pour une pression de service allant jusqu'à 15 atm. ; les soupapes sont soumises à l'usine à une pression d'épreuve de 30 atm.

Pour empêcher la matière du joint de s'échapper au dehors on fournit aussi les brides avec des cavités et des saillies tournées comme celles mentionnées page 630, à propos de la figure 462. C'est à cela que se rapportent les valeurs contenues dans les deux dernières colonnes ci-dessus. Les élévations ou saillies qui viennent porter dans les rainures tournées ont un diamètre plus petit de 2 mm et une hauteur plus grande de 1 mm que ceux des rainures correspondantes.

Pour des ouvertures supérieures à 100 mm, les plateaux de soupapes ont un guidage à tige comme celui dessiné sur la figure 553, ce guidage est supprimé pour les ouvertures plus petites et la partie inférieure du plateau de soupape reçoit alors la forme de la figure 355, pl. 51.

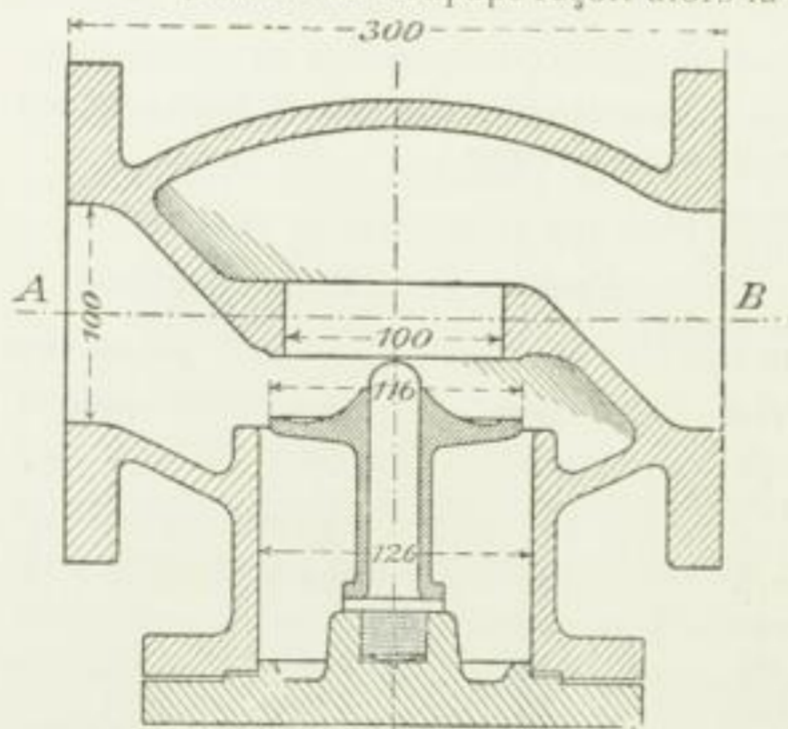


Fig. 554.

¹ On peut citer, à titre d'exemple, un appareil de ce genre, exécuté par la maison *Dreyer, Rosenkranz et Droop* et représenté figure 554. Il s'agit d'une soupape destinée à être installée sur les conduites de vapeur pour empêcher les graves accidents résultant de la rupture des tuyaux. On doit supposer qu'une soupape d'arrêt est fixée en A et que la conduite de vapeur aboutit en B. Si maintenant une rupture a lieu sur cette conduite, la différence de pression qui se produit entre A et B doit fermer automatiquement la soupape de retenue jusqu'à ce que l'on puisse fermer la soupape d'arrêt placée latéralement en A. Il est bon de disposer à la partie inférieure de l'appareil un robinet par lequel on peut faire passer un fil de fer servant à vérifier de temps en temps la mobilité de la soupape.

Voir aussi les communications de *R. Koch* dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1868, p. 644 et suivantes au sujet de la soupape automatique de retenue et de réglage qu'il a construite.

1898

subite ne semble admissible qu'en présence de fluides élastiques (à cause de l'action de masse), et que l'ensemble de l'appareil doit pouvoir, en tout temps, s'ouvrir lentement et se fermer de même.

2. Soupapes automatiques.

a. GÉNÉRALITÉS.

Ces soupapes doivent s'ouvrir d'elles-mêmes sous l'influence de la pression du fluide et se fermer d'elles-mêmes en vertu de leur propre poids, parfois au moyen ou à l'aide de leur élasticité propre ou de celle d'un ou plusieurs ressorts.

L'ouverture a lieu dès que la pression au-dessous de la soupape est devenue suffisamment supérieure à celle qui règne au-dessus. Une fois la soupape ouverte, le fluide se meut par suite de la différence des pressions au-dessous et au-dessus d'elle et traverse l'orifice en maintenant cette soupape ouverte. Si maintenant la vitesse du courant du fluide vient à diminuer jusqu'à zéro, la soupape doit se fermer et cela, à la rigueur, au moment même où cette vitesse est devenue égale à zéro, car autrement il faut s'attendre, dans l'instant qui suit immédiatement, à une rétrogradation du fluide par l'ouverture, non fermée encore, de la soupape, ce qui nuit d'autant plus à la tranquillité de la marche de la machine que la fermeture plus tardive se produit alors *avec choc*. Si nous nous représentons une pompe pour l'élévation de l'eau, c'est particulièrement la soupape d'aspiration qui, à ce point de vue, souffre le plus.

De là résulte que la fermeture de la soupape *en temps opportun* — du moins en général —, ne doit pas être abandonnée au courant rétrograde du fluide, mais confiée à l'action de forces spéciales fournies par le poids de la soupape et, le cas échéant, par l'élasticité propre à cette soupape ou par celle de ressorts spécialement installés. Ces forces doivent agir de façon que la soupape ait son maximum d'ouverture quand le fluide a son maximum de vitesse, commence à s'abaisser dès que cette vitesse diminue et arrive sur son siège lorsque la vitesse devient nulle. Suivant la nature des forces auxquelles la fermeture est confiée, nous distinguons :

- a, les *soupapes à poids*, lorsque la force de la pesanteur agit seule,
- b, les *soupapes à ressort*, quand la fermeture est produite, de préférence, par l'élasticité propre de la soupape ou par celle de ressorts,
- c, les *soupapes à poids et à ressort*, quand les deux forces ont une influence essentielle.

On peut seulement désigner comme véritable soupape à ressort celle dont la masse flotte dans le fluide, c'est-à-dire la soupape dont le poids spécifique est égal à celui du fluide. La force qui tend à soulever la soupape plongée dans le fluide est alors égale au poids de cette soupape.

Dans beaucoup de cas, la pesanteur suffit pour produire la fermeture en temps opportun. Dans d'autres cas, cependant, où la pesanteur agit conjointement avec des masses douées d'une puissance d'inertie, la pesanteur se montre gênante, comme cela arrive pour les pompes faisant un grand nombre de courses, il faut alors en venir à l'installation des soupapes à ressort ¹.

¹ Comme le mouvement de la soupape, lors de sa fermeture, commence avec la vitesse zéro, la masse de cette soupape doit subir une accélération ; pour la soupape à poids, cette accélération est produite

La détermination de la charge de soupape nécessaire à une fermeture en temps opportun, nécessite une étude attentive non seulement de la forme, de l'état et des dimensions de la soupape et des parties qui l'entourent, mais aussi de la nature et particulièrement du poids spécifique du fluide à transporter, de la grandeur de la course et de la section utile du piston de la machine (pompe, machine soufflante, compresseur, dont la soupape fait partie, ainsi que de la loi d'après laquelle s'accomplit le mouvement du piston. Il est évident, d'après cela, que la détermination de la charge nécessaire aux soupapes revient aux ouvrages spéciaux sur les pompes et machines soufflantes, y compris les compresseurs. Nous devons donc nous borner ici aux détails suivants qui concernent, avant tout, les pompes à piston servant à élever l'eau ¹.

par la force de la pesanteur de cette soupape. L'accélération que l'on peut obtenir est alors proportionnelle à la pesanteur de la soupape, diminuée de l'effort de soulèvement, et inversement proportionnelle à la masse de cette soupape; elle est donc limitée et ne peut s'accroître, en augmentant le poids, au delà d'une certaine mesure. Il en résulte qu'une soupape donnée ne permet d'obtenir, dans un certain temps, qu'un nombre de courses limité, et que l'on peut seulement augmenter ce nombre, en augmentant le poids de la soupape, à la condition de réduire la course, c'est-à-dire le trajet que la soupape parcourt en arrière lorsqu'elle se ferme. En procédant ainsi, on arrive alors à des soupapes très lourdes et dont la course est réduite à quelques millimètres, sans pour cela que le nombre de courses puisse dépasser une certaine limite.

Il est maintenant démontré que les grandes masses de soupapes ne conviennent pas pour faciliter l'ouverture de ces dernières.

¹ Des formules pour la détermination de la charge nécessaire aux soupapes des pompes ont été établies par Fink, Riedler, von Reiche et l'auteur.

Fink (« *Theorie und Konstruktion der Brunnenanlagen, Kolben und Centrifugalpumpen, der Turbinen* », etc., Théorie et construction des établissements élevatoires, des pompes à piston et centrifuges, des turbines, etc., Berlin, 1878, p. 95), a seulement considéré ce que l'on appelle le coup de bélier, c'est-à-dire la force que le courant d'eau, arrivant contre la soupape, exerce contre elle s'il est détourné de sa direction. Riedler (« *Indicator Versuche an Pumpen* », Expériences à l'indicateur sur des pompes, etc., Munich, 1881, p. 40), ne s'est pas occupé de ce coup de bélier et a calculé la charge de la soupape d'après la différence des pressions régnant au-dessous et au-dessus d'elle. C'est, au fond, ce que von Reiche a fait aussi (« *Die Berechnung und Konstruktion der wichtigsten Werkzeugdampfmaschinen* », Théorie et construction des machines opératrices les plus importantes, Aix-la-Chapelle, 1883, p. 120), sa formule diffère seulement de celle de Riedler en ce qu'elle contient, non pas la section de l'orifice du siège de soupape, mais la section supérieure du plateau de soupape. L'auteur (« *Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen* », Bases générales de la construction des pompes à piston, appendice à « *Die Konstruktion der Feuerspritzen* », Construction des pompes à incendie, Stuttgart, 1883, p. 180 et autres), a considéré les rapports dynamiques et conséquemment aussi le coup de bélier ainsi que la différence de pression mentionnée ci-dessus, et a cherché à tenir compte, autant que possible, des particularités de la construction des soupapes.

Au sujet des formules qui viennent d'être citées, on peut aussi consulter la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1883, p. 788 et suivantes, où l'on montre par deux exemples que les trois premières formules indiquées donnent une insuffisance de charge plus ou moins grande. Elles sont toutes basées sur la supposition, explicitement ou implicitement exprimée, qu'il s'agit de déterminer la force dont la soupape ouverte doit être chargée pour que, dans cette position, elle se trouve en équilibre par rapport à l'action exercée sur elle par le courant de liquide. Suivant la grandeur de la vitesse que l'on introduit alors dans le calcul, on peut trouver — conformément à cette supposition — une charge de soupape assez grande pour que cette dernière, en s'élevant, n'atteigne pas la limite de sa course, mais se trouve auparavant en équilibre avec la force indiquée ci-dessus, c'est-à-dire pour qu'elle flotte sur le courant d'eau. A mesure que la vitesse de ce courant diminue, c'est-à-dire quand le piston de la pompe a dépassé son maximum de vitesse, la soupape commence à s'abaisser et peut se fermer à l'instant convenable. Cela n'a lieu, en réalité, que si la soupape arrive à parcourir la hauteur de sa course dans le temps qui s'écoule jusqu'à la fin de la course du piston. La formule de l'auteur (formules 521 et 522, p. 671), tout en étant la plus exacte des quatre règles précitées, n'offre aucune garantie à cet égard quand il s'agit de grands nombres de courses. Avec des nombres de courses moyens et petits, elle assure une fermeture opportune et sans choc, si l'on admet de petites hauteurs de course et si l'on choisit convenablement les coefficients numériques à introduire dans les opérations, en vue de l'objet de notre calcul technique. On obtient ainsi des soupapes d'un poids convenable. Pourtant la grandeur de la résistance d'une soupape, c'est-à-dire la somme des résistances hydrauliques au mouvement, inhérentes au passage du courant de liquide par l'orifice de la soupape, augmente avec la vitesse — indépendamment d'autres inconvénients — et réduit d'ailleurs la hauteur jusqu'à laquelle l'aspiration peut se produire.

La surface qui forme joint doit être réduite autant que possible, mais certaines limites sont fixées à la réalisation de cette condition. La surface doit, avant tout, être assez large pour que l'étanchéité soit assurée; il faut ensuite que la pression entre les surfaces du siège et de la soupape ne dépasse pas la mesure que la matière de ces pièces permet d'admettre, en tenant compte des conditions spéciales du cas dont on s'occupe.

Toutes les autres conditions restant égales, la meilleure soupape est celle qui est spécifiquement la plus lourde. Il ne faut pas faire la soupape plus lourde qu'il n'est nécessaire.

L'auteur, à mesure qu'il étudiait ce sujet d'une manière plus approfondie, avait reconnu davantage l'impossibilité d'élucider autrement qu'à l'aide d'expériences la question de l'influence des conditions dont il y a lieu de tenir compte. Il s'est décidé, en conséquence, en 1883, à suivre cette voie et, de 1884 à 1886, il a exécuté une longue série d'expériences dont les principaux résultats ont abouti à la découverte de la loi d'après laquelle, pour une vitesse uniforme de l'arbre à manivelle qui commande la pompe, à la limite de la fermeture de la soupape en temps convenable, il existe entre le nombre de tours n et la course du piston s ou la vitesse moyenne du piston $u_m = \frac{sn}{30}$, un rapport:

$$n^2 s = \text{constante}$$

ou

$$n u_m = \text{constante} = a^2 \quad (517)$$

de façon que la charge efficace P de la soupape (poids de la soupape dans l'eau, c'est-à-dire déduction faite de l'effort de soulèvement) est proportionnelle au produit $n u_m$, c'est-à-dire:

$$\alpha P = n u_m = a^2 \quad (518)$$

$$P = \frac{n u_m}{\alpha} = \frac{n^2 s}{30 \alpha}$$

et qu'en outre la valeur $\alpha = \frac{n^2}{P}$ est inversement proportionnelle à la section S du piston de pompe; on a ainsi:

$$\alpha = \frac{\varepsilon}{S} \quad (519)$$

donc:

$$P = \frac{1}{\varepsilon} n u_m S = \frac{1}{30 \varepsilon} n^2 s S, \quad (520)$$

il a été établi, de cette manière, que la charge de la soupape est proportionnelle au carré du nombre de tours, mais seulement en rapport simple avec la course du piston.

Dans le cours de ces expériences, l'auteur est aussi arrivé, en se servant d'un moyen extrêmement simple, à trouver une méthode pour mesurer — ce que l'on n'avait pu faire jusqu'à présent, à cause de l'instantanéité de son action — la pression de la soupape et par suite à établir l'influence de la largeur du siège, du nombre de tours de l'arbre à manivelle, etc., sur la valeur de cette pression. Cette mesure peut s'obtenir au moyen d'un indicateur quelconque qu'il suffît de compléter par une simple fourchette fournie, par exemple, par la maison *Dreyer, Rosenkranz et Droop*, à Hanovre. On trouve des détails plus précis dans les travaux de l'auteur intitulés: « *Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand* » (Expériences sur la charge et la résistance des soupapes), Berlin, 1884, « *Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile* » (Expériences en vue d'élucider le mouvement des soupapes automatiques de pompes), Stuttgart, 1887, ou encore *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1886 (p. 421 à 430, 475 à 477, 801 à 806, 1036 à 1041, 1058 à 1063), 1887 (p. 41 à 47, 61 à 67).

J. Tobell a publié plus tard, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1889, p. 25 et suivantes, 1890, p. 325 et suivantes, des Recherches théoriques sur le mouvement des soupapes de pompes et de machines soufflantes, etc. « *Theoretische Untersuchungen über die Bewegung der Pumpen- und Gebläseventile* ». Voir aussi l'année 1889 de la même revue, p. 1150 et suivantes.

Il y a lieu aussi de signaler le travail plus récent de *M. Westphal* « *Beitrag zur Grössenbestimmung von Pumpenventilen* » (Mémoire sur la détermination des grandeurs de soupapes de pompes), publié dans la même revue en 1893, p. 381 et suivantes.

La règle suivante s'applique spécialement aux pompes dont le nombre de courses est grand : la masse de la soupape doit être réduite autant que possible, et l'on doit remplacer par des ressorts la quantité absente de charge efficace de la soupape, l'élasticité de ces ressorts supplée entièrement ou partiellement à la pesanteur de la soupape ordinaire à poids, sans posséder une inertie formant, dans la même mesure, une surcharge défavorable. Cette condition conduit, en dernier lieu, à faire la soupape aussi légère que possible et à faire agir comme un ressort ¹.

Le guidage doit être parfaitement assuré et occasionner, par frottement, aussi peu de résistance que possible, afin de faciliter le jeu de la soupape.

La direction suivant laquelle le courant de fluide est amené à la soupape et celle suivant laquelle il s'en éloigne doivent être déterminées, autant que possible, en vue du bon fonctionnement de la soupape.

On doit, au surplus, tenir compte des principes spécifiés pages 662 et suivantes.

b. TYPES DE CONSTRUCTION DES SOUPAPES.

a. Soupapes à course rectiligne.

Suivant que la surface obturatrice fait partie d'un plan, d'un cône ou d'une sphère, on distingue les soupapes à plateau, à cône ou à sphère ².

¹ Pour ce qui concerne les raisons des conditions spécifiées ci-dessus, ainsi que les autres points, il convient de se reporter au mémoire de l'auteur intitulé : « Ventile für Kolbenpumpen mit grosser Hubzahl » (Soupapes pour pompes à piston faisant un grand nombre de courses), *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1881, p. 137 et suivantes, ainsi qu'à son travail mentionné dans la note placée au bas de la page 668, § 6 (Mode d'action des soupapes).

L'auteur a été conduit à établir la formule d'accélération pour les soupapes, en tenant compte de la force de ressort (1874), parce qu'il a eu à construire des pompes à grand nombre de courses, pour pompes à vapeur à incendie (voir, par exemple, la *Zeitschrift des österr. Ingenieur-und Architektenvereines*, 1876, p. 58).

² Au point de vue de la charge et de la résistance des soupapes, les expériences exécutées par l'auteur avec les 9 soupapes représentées figures 556 à 564 ont donné les résultats suivants :

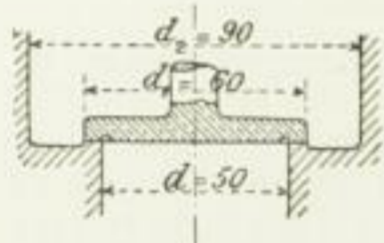


Fig. 556.

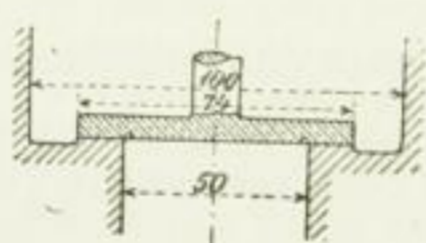


Fig. 557.

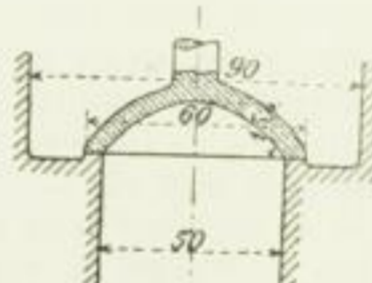


Fig. 558.

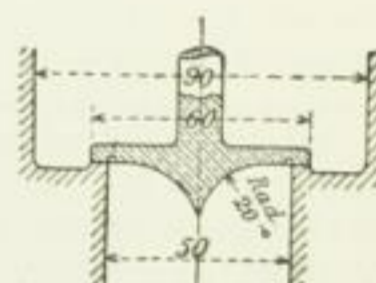


Fig. 559.

Si l'on désigne par :

P la force qui doit charger la soupape ouverte pour la maintenir en équilibre dans cette position, en présence du courant de fluide,

d le diamètre de l'orifice du siège de soupape (fig. 556),

$s = \frac{\pi}{4} d^2$ la section de l'orifice du siège de soupape,

h la hauteur de course de la soupape,

n le nombre d'ailettes, dans le cas où la soupape est guidée par des ailettes (fig. 563 et 564),

e la largeur de ces ailettes de guidage, mesurée sur la circonférence πd ,

b la largeur radiale de la surface d'obturation = $\frac{1}{2} (d_1 - d)$ (fig. 556),

celle

La figure 555 montre une *soupape à plateau* avec un guidage placé au-dessous de la surface du siège et composé de 3 ou 4 ailettes dont les surfaces servant de guides ne doivent

v la vitesse avec laquelle l'eau arrive sous la soupape et, par conséquent, s'écoule par la section s ,
 $g = 9,81$ l'accélération due à la pesanteur,
 ζ le coefficient de résistance de la soupape de façon que la hauteur résistante, qui exprime l'ensemble des résistances au mouvement occasionnées par la soupape atteigne $\zeta \frac{v^2}{2g}$.

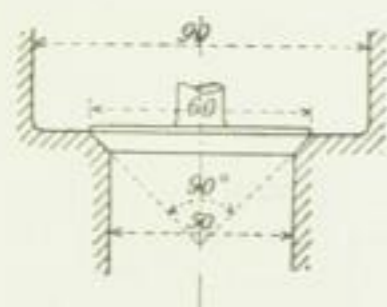


Fig. 560.

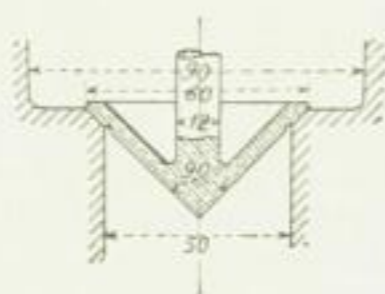


Fig. 561.

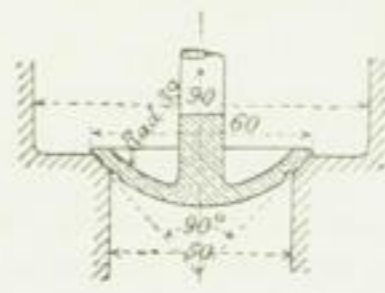


Fig. 562.

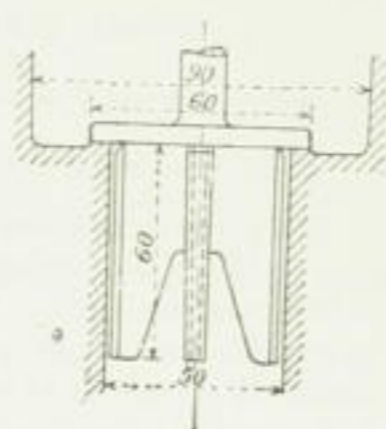


Fig. 563.

$\alpha, \beta, \gamma, \kappa, \mu$, coefficients empiriques, on a, avec le mètre comme unité de longueur, le mètre carré comme unité de surface et le kilogramme comme unité de poids, les égalités suivantes :

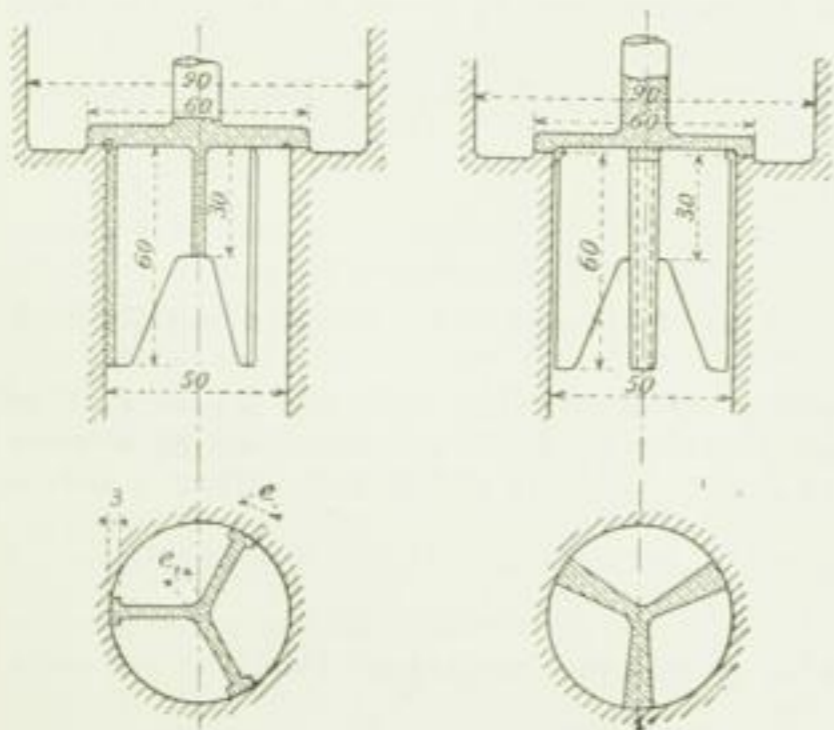


Fig. 564.

$$P = 1000 s \frac{v^2}{2g} \left[\kappa + \left(\frac{d}{4 \mu h} \right)^2 \right] \quad (521)$$

$$P = 1000 s \frac{v^2}{2g} \left[\kappa + \left(\frac{s}{\mu (\pi d - n e) h} \right)^2 \right] \quad (522)$$

Ces égalités, qui ont la forme commune :

$$P = 1000 s \frac{v^2}{2g} \left[\kappa + \left(\frac{s}{\mu h u} \right)^2 \right],$$

en admettant que u désigne la circonférence du pourtour du cylindre par lequel le liquide s'échappe au dehors, mesurée à la périphérie de s , avaient déjà été établies antérieurement par moi et publiées dans le travail paru en 1882 sous le titre « *Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen* » (Bases générales de la construction des pompes à piston), appendice à l'ouvrage « *Die Konstruktion der Feuerspritzen* » (Construction des pompes à incendie), §§ 6 et 7 du dit travail.

On a, en outre, les relations :

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d}{h} \right)^2 \quad (523)$$

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d^2}{(\pi d - n e) h} \right)^2 \quad (524)$$

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d}{h} \right) + \gamma \left(\frac{d}{h} \right)^2 \quad (525)$$

Il convient, en particulier, de prendre :

1, pour des *soupapes à plateau sans guidage inférieur* et conformes à la figure 556, avec des hauteurs de course :

$$h = \frac{d}{10} \text{ à } \frac{d}{4}$$

pas s'étendre jusqu'au plan du siège, comme on peut le voir sur la figure. Pour diminuer l'usure des surfaces d'ailettes servant de guides, on élargit ces ailettes extérieurement, comme le montre la figure 563.

a, formule 521 avec :

$$z = 2,5 + 19 \frac{b - 0,1 d}{d} \text{ avec des largeurs } b \text{ de } \frac{d}{10} \text{ à } \frac{d}{4},$$

$$\mu = 0,60 \text{ avec de larges surfaces d'obturation et jusqu'à } 0,62 \text{ avec d'étroites surfaces.}$$

b, formule 523 avec :

$$\alpha = 0,55 + 4 \frac{b - 0,1 d}{d} \text{ avec des largeurs } b \text{ de } \frac{d}{10} \text{ à } \frac{d}{4},$$

$$\beta = 0,15 \text{ avec de larges surfaces d'obturation et jusqu'à } 0,16 \text{ avec des surfaces étroites.}$$

Si la configuration de la surface inférieure, c'est-à-dire de la face de la soupape opposée au courant d'eau, diffère d'un plan et se rapproche de celles des figures 558 ou 559 qui ont peu d'influence sur les coefficients indiqués, il est quand même intéressant d'observer que ζ est plus petit pour la soupape figure 558, mais est plus grand pour celle de la figure 559 que pour la soupape de la figure 556. Or, comme la forme de la soupape figure 559 a pour but de diriger graduellement le courant d'eau vers les côtés, tandis que la surface inférieure de la soupape figure 558 est ramenée en arrière de façon que le courant d'eau ne soit, en somme, pas en contact avec elle — sauf sur la surface d'obturation — on peut admettre que la résistance sur les surfaces métalliques polies (fig. 559), est plus grande que sur l'eau *en repos* qui se trouve dans la cavité de la soupape figure 558. L'exactitude de cette conclusion est confirmée par la remarque insérée plus loin, art. 3 et 4, et d'après laquelle la soupape figure 561 présente une résistance beaucoup plus grande que celle de la soupape figure 560. Cette résistance est aussi un peu plus considérable pour le type de construction figure 562 que pour la soupape figure 560.

La largeur de la surface d'obturation a beaucoup plus d'influence que la forme de la surface inférieure de la soupape.

2, pour des soupapes à plateau avec guidage inférieur conforme à celui de la figure 563 avec des hauteurs de course :

$$\frac{d}{8} \text{ à } \frac{d}{4}.$$

a, formule 522, avec des valeurs de z et de μ , inférieures d'environ 10% à celles indiquées à l'art. 1. a.

b, formule 524 avec des valeurs de α dépassant d'environ 0,8 à 1,6 celles indiquées à l'art. 1. b, ce qui correspond à un rétrécissement de la section d'ouverture de la soupape, par les ailettes servant de guides, dans le rapport d'environ 13 à 20%, ce qui réduit l'ouverture à 0,87 s et 0,80 s.

$$\beta = 1,7 \text{ à } 1,75.$$

Le coefficient de résistance est donc très notablement plus grand avec un guidage inférieur que sans ce guidage.

3, pour des soupapes coniques, avec surface inférieure plane, conformes au type figure 560:

a, formule 521 avec :

$$z = -1,05 \qquad \mu = 0,89$$

pour des hauteurs de course :

$$h = 0,1 d \text{ à } 0,15 d \qquad (b = 0,1 d).$$

Le changement de direction de l'eau qui s'écoule latéralement a pour résultat, quand on dépasse une certaine hauteur de course (dans le cas actuel 0,15 d), un changement subit de P.

b, formule 325 avec :

$$\alpha = 2,6 \qquad \beta = -0,8 \qquad \gamma = 0,14$$

pour des hauteurs de course :

$$h = \frac{d}{10} \text{ à } \frac{d}{4} \qquad (b = 0,1 d).$$

Ici le coefficient de résistance est notablement inférieur à celui indiqué pour les soupapes mentionnées à l'art. 1.

La coupe oblique donnée d'un seul côté aux ailettes a pour but de produire une faible rotation de la soupape pendant son fonctionnement. Il est bon de polir un peu les

4, pour des soupapes coniques avec surface inférieure de forme conique, conformément à la figure 561, avec des hauteurs de course de :

$$\frac{d}{8} \text{ à } \frac{d}{4}.$$

a, formule 521 avec :

$$z = 0,38 \qquad \mu = 0,68$$

b, formule 523 avec :

$$\alpha = 0,6 \qquad \beta = 0,15.$$

Ici le coefficient de résistance se montre notablement supérieur à ce qu'il est pour la soupape conique mentionnée à l'art. 3.

5, pour des soupapes à surface inférieure de forme sphérique, reposant sur une surface de forme sphérique, conformément à la figure 562, pour des hauteurs de course :

$$h = \frac{d}{10} \text{ à } \frac{d}{4}.$$

a, formule 521 avec :

$$z = 0,96 \qquad \mu = 1,15$$

b, formule 525 avec :

$$\alpha = 2,7 \qquad \beta = -0,8 \qquad \gamma = 0,14.$$

Ces coefficients supposent que (fig. 556) :

$$\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) = 1,8 \frac{\pi}{4} d^2 = 1,8 s,$$

c'est-à-dire que la section de forme annulaire entre le plateau de soupape et la paroi de lanterne est de 80 % environ plus grande que l'ouverture de la soupape, ils supposent en outre que l'eau abandonne la lanterne de soupape en suivant une direction verticale.

Les soupapes expérimentales mentionnées aux articles 1, 3 et 5 étaient travaillées avec soin sur toute leur surface inférieure, la soupape expérimentale 2 (fig. 563), par contre, n'était ajustée que sur les surfaces d'obturation et de guidage des ailettes. Les parois des lanternes étaient restées brutes mais, par contre, l'ouverture du siège de soupape était alésée avec soin.

Pour ce qui concerne les particularités de ces soupapes, nous devons renvoyer nos lecteurs à l'ouvrage désigné, en faisant notamment observer que pour les cas où l'on considère des levées de soupapes depuis la limite inférieure $\frac{d}{50}$ jusqu'à la limite supérieure $\frac{d}{2}$, les formules suivantes :

$$P = 1000 s \frac{v^2}{2g} \left[z + \left(\frac{d}{4 \mu (a_1 + h)} \right)^2 \right] \quad (526)$$

$$z = \alpha + \beta \left(\frac{d}{a_2 + h} \right)^2 \quad (527)$$

(substituées aux égalités 521 et 523), expriment plus exactement la relation. Il faut poser dans ce cas, pour la soupape à plateau figure 556 :

$$\begin{array}{lll} a_1 = 0,0008 \text{ m} & \alpha = 1,85 & \mu = 0,52 \\ a_2 = 0,0005 \text{ m} & \alpha = 0,30 & \beta = 0,18 \end{array}$$

et pour la soupape à plateau figure 557 :

$$\begin{array}{lll} a_1 = 0,0016 \text{ m} & \alpha = 3,4 & \mu = 0,435 \\ a_2 = 0,0005 \text{ m} & \alpha = 0,7 & \beta = 0,19. \end{array}$$

Les résultats d'expériences donnés ci-dessus permettent, par exemple, la solution de problèmes tels que le suivant.

Sur une tuyauterie de diamètre d est intercalée une soupape à plateau à guidage supérieur, à peu près analogue à celle de la figure 556, pour servir de soupape de retenue. Le poids de cette soupape dans

surfaces guides après les avoir tournées ; assez fréquemment on peut observer des rayures transversales, provenant du tournage et qui, avec des particules d'impuretés ou d'autres corps, peuvent nuire considérablement au jeu des soupapes.

L'eau atteint p kg, la vitesse de l'eau dans la conduite est v m; on demande de déterminer la perte de charge occasionnée par l'introduction de cette soupape. Il faut, dans ce cas, déterminer d'après les formules 521 (et 526), la levée de soupape h , après avoir introduit la valeur connue p pour P et trouver avec cette valeur, d'après les formules 523 (et 527) le coefficient de résistance ζ , au moyen duquel on peut ensuite établir la hauteur de charge $\zeta \frac{v^2}{2g}$ que l'on cherchait.

Jusqu'à présent on trouvait ordinairement cette valeur en supposant la résistance $\zeta \frac{v^2}{2g} \cdot s \cdot 1000$ égale au poids de la soupape dans l'eau, c'est-à-dire à :

$$\begin{aligned} \zeta \frac{v^2}{2g} \cdot s \cdot 1000 &= p, \\ \zeta \frac{v^2}{2g} &= \frac{p}{1000 s} \end{aligned} \quad (528)$$

Si, dans le but d'une comparaison rapide, nous prenons (p. 14 du mémoire sur les expériences) l'expérience nos 13 et 14, nous observerons que :

$$\begin{aligned} p &= 1,711 \text{ kg} & h &= 0,0126 \text{ m} \\ \text{avec } v &= 1,850 \text{ m} & \text{ce qui correspond à } \frac{v^2}{2g} &= 0,174 \text{ m} \end{aligned}$$

et l'on trouve, d'après la page 18, nos 17 et 18, que le coefficient de résistance est 2,96. La perte réelle de pression est donc :

$$2,96 \cdot 0,174 = 0,515 \text{ m.}$$

La formule 528 donnerait :

$$\frac{1,711}{1000 \cdot 0,001964} = 0,871 \text{ m,}$$

et par conséquent :

$$\frac{0,871 - 0,515}{0,515} 100 = 69 \text{ } \frac{\circ}{\circ}$$

de trop.

Avec l'expérience nos 1 et 2, p. 33 (soupape avec surface de siège en forme de cône, fig. 560, nous observerions que :

$$\begin{aligned} p &= 1,080 \text{ kg} & h &= 0,0076 \text{ m} \\ \text{avec } v &= 2,108 \text{ m} & \text{ce qui correspond à } \frac{v^2}{2g} &= 0,226 \text{ m,} \end{aligned}$$

et d'après la page 36, nos 12 et 13 on trouve :

$$\zeta = 3,15,$$

soit, par conséquent, une perte réelle de charge de :

$$3,15 \cdot 0,226 = 0,712 \text{ m.}$$

La formule 528 donnerait :

$$\frac{1,080}{1000 \cdot 0,001964} = 0,550 \text{ m,}$$

c'est-à-dire une valeur de :

$$\frac{0,712 - 0,550}{0,712} 100 = 23 \text{ } \frac{\circ}{\circ}$$

trop faible.

Le mode de calcul déterminé par la formule 528 doit donc être signalé comme insuffisant.

Les expériences exécutées avec les mêmes soupapes, travaillant dans la pompe pour l'étude du mouvement des soupapes automatiques de pompes ont fourni les principaux résultats ci-après :

Pour assurer le *guidage* on doit adopter pour h_1 , fig. 555, une longueur suffisante. Si le courant de liquide arrive à la soupape en dessous *dans le sens de l'axe* et s'en éloigne en dessus *dans le même sens*, ce qui correspond à une valeur de a_1 largement mesurée, il suffira pour h_1 d'une valeur moindre que si cette condition n'était pas réalisée, comme cela arrive le plus souvent. Dans ce dernier cas, le courant d'eau possède une direction plus ou moins inclinée par rapport à l'axe de la soupape et l'on doit, en conséquence, adopter :

$$h_1 \geq d_u \quad (529)$$

Si l'on se décide à adopter une hauteur moindre, il faut s'attendre à subir les inconvénients qui peuvent résulter de cette décision

La hauteur de course h de la soupape se détermine d'après le pourtour u de la périphérie du cylindre, par laquelle s'échappe le fluide, mesuré au pourtour de l'orifice de soupape s , d'après la vitesse radiale v_r avec laquelle le fluide, qui possède dans l'orifice de soupape s la vitesse v , traverse cette périphérie, et d'après le coefficient μ^1 (relatif à la contraction au passage des sections s et u), au moyen de la formule :

$$s v = \mu u h v_r \quad (530)$$

Avec $v_r = v$, $\mu = 1$, $u = \pi d_u$, $s = \frac{\pi}{4} d_u^2$ (ce que l'on pose souvent implicitement), on trouve :

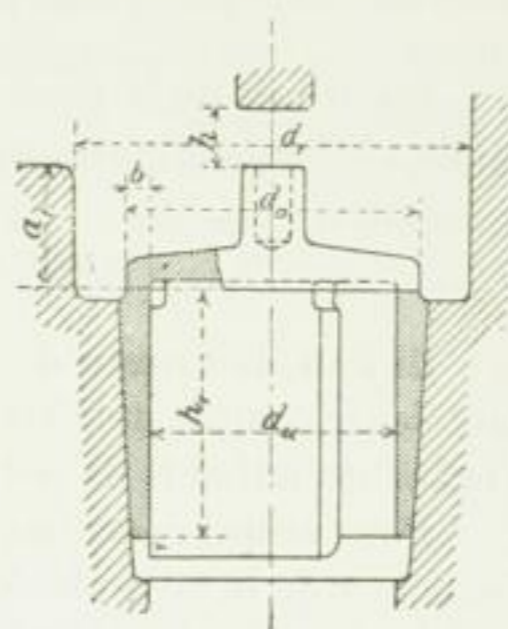


Fig. 555.

1. La loi déjà signalée plus haut (p. 668 et 669) et énoncée dans les égalités 517 à 520.
 2. La diminution de la course d'une soupape, au moyen d'un butoir fixe qui limite cette course (les autres conditions restant les mêmes) est une cause de fermeture plus tardive de la soupape. Elle n'a qu'une influence défavorable sur la douceur de la fermeture, attendu que l'étendue de la course de soupape est alors ramenée à une valeur qui, du moins en général, semble inadmissible eu égard à la résistance de la soupape. Une réduction de la course d'une soupape ne semble admissible qu'au moyen d'une augmentation de la charge, et cette réduction de la course n'a sa raison d'être que dans des cas exceptionnels ou des circonstances particulières ; ordinairement la soupape doit flotter sur le courant de liquide. L'emploi, pour limiter la course, de *ressorts* qui complètent plus ou moins la charge d'une soupape doit être apprécié de la même manière.
 3. Il n'est, en général, aucunement nécessaire d'adopter des courses de soupapes aussi petites que celles dont l'usage est devenu commun.
 4. La valeur α déterminée au moyen de la formule 518, s'obtient, pour la soupape figure 557 (large surface du siège) avec une valeur inférieure d'un quart, en nombre rond, ce qui augmente en conséquence la charge de la soupape comparativement à la soupape figure 556 (surface normale de siège). Il en est de même pour la soupape guidée en dessous, fig. 563 ; mais la différence, beaucoup moindre, est seulement de $\frac{1}{12}$, environ.
 5. Les soupapes à plateau fonctionnent sans chocs jusqu'aux limites de la fermeture en temps opportun ; les soupapes coniques se ferment, à la rigueur, sans choc, pourvu que les vitesses soient relativement petites (influence de la couche d'eau qui existe entre une soupape et son siège et agit comme tampon au moment où la soupape à plateau retombe, tandis qu'elle est chassée par la soupape à cône). Une charge notablement moindre suffit aux soupapes coniques.
 6. La largeur de la lanterne de soupape influe sur la charge P nécessaire à la soupape en ce que, toutes les autres conditions restant égales, P augmente quand la largeur diminue, et diminue quand elle augmente.
 7. La pression sur la soupape est parfois très considérable ; elle est particulièrement influencée par l'accélération avec laquelle le piston de pompe commence son mouvement (d'après la page 544, fig. 397, $\omega^2 r \left(1 + \frac{r}{l}\right)$, et $\omega^2 r \left(1 - \frac{r}{l}\right)$, en supposant ω constant ; cette pression est aussi influencée par la grandeur de la surface de siège, elle augmente avec les deux valeurs, et ainsi de suite.
- ¹ Voir, à ce sujet, *Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen* (Bases générales de la construction des pompes à piston), p. 187.

$$h = \frac{d_u}{4} \quad (531)$$

On déduit de là pour la soupape figure 563, avec n ailettes de guidage ayant extérieurement la largeur e avec une largeur intérieure e_1 :

$$u = \pi d_u - n e, \quad s = \infty \frac{\pi}{4} d_u^2 - n e_1 \frac{d_u}{2}.$$

Si l'on doit partir de h , on calculera d_u d'après la formule 530. Pour le choix de μ , il faut tenir compte de l'état de la surface inférieure de la soupape, quelquefois aussi de l'influence nuisible de parties saillantes.

Pour ce qui concerne l'influence de la limitation de la course il y a lieu de se reporter à l'article 2 de la note placée au bas de la page 675.

La largeur de siège $b = 0,5 (d_o - d_u)$ doit se déterminer conformément aux remarques qui précèdent. Pour des *soupapes ordinaires de pompes à eau, en métal et rodées*, il suffit de :

$$b = \frac{4}{5} \sqrt{d_u} \quad (532)$$

Si l'on est parfaitement sûr de la pureté du liquide à élever, et de la douceur avec laquelle la soupape vient porter sur son siège, on peut, suivant les circonstances, réduire encore, dans une mesure plus ou moins grande, la largeur de ce dernier.

Quand les soupapes n'ont pas de jeu, on peut quelquefois les faire beaucoup plus étroites, ce qui a lieu aussi quand d'autres raisons plaident en faveur de cette réduction de largeur ; c'est ainsi, par exemple, que l'on donne ordinairement aux *soupapes de sûreté* une largeur de siège de 1,5 à 2 mm.

On donne aux soupapes à plateau garnies de cuir une largeur de siège un peu plus grande que celle des soupapes rodées, environ :

$$b = \frac{5}{4} \sqrt{d_u} \quad (533)$$

dans cette formule, comme dans la formule 532, on doit admettre d_u en mm.

Pour une haute pression d'eau, c'est la pression existant sur la surface d'obturation qui règle la dimension de b . Avec le cuir et le caoutchouc on ne dépasse guère 30 kg/cmq, et on ne le fait jamais pour peu que le contact entre les surfaces de la soupape et de son siège soit passablement brusque. D'après des expériences de *Riedler*¹ on peut, lorsque le guidage de la soupape est assuré et la rencontre du siège suffisamment adoucie, aller jusqu'à 85 kg/cmq.

Le cuir destiné à adoucir le choc des soupapes doit être suffisamment épais, au besoin il faut en employer plus d'une épaisseur. En raison de la manière dont il se comporte à la chaleur, le cuir ne doit s'employer que pour les fluides *froids*, incapables de l'altérer ; c'est ainsi, en particulier, qu'on s'en sert pour l'eau froide, et aussi pour l'air à la température ordinaire. Il se comporte bien sur les soupapes d'aspiration des machines soufflantes mais moins bien sur les soupapes de pression, balayées par l'air comprimé et conséquemment échauffé. Les soupapes garnies de cuir sont inadmissibles, lorsque le cuir peut sécher et durcir pendant un arrêt prolongé, et que la pompe doit satisfaire à la condition d'être

¹ Voir ses précieux mémoires sur les pompes et les soupapes, dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1883, p. 21 et suivantes, 1885, p. 502 et suivantes, ainsi que son travail, cité p. 668 et discuté par l'auteur dans la revue indiquée ci-dessus, 1882, p. 294 et suivantes.

prête à fonctionner à tout instant, comme cela arrive, par exemple, pour les pompes à incendie. Le *caoutchouc durci* peut aussi servir à garnir les soupapes ; mais les plateaux exigent alors un rodage, par contre, on se les procure plus facilement avec une qualité bien régulière. D'après Riedler, on peut en ce cas admettre, dans les conditions indiquées ci-dessus pour le cuir, une pression sur les surfaces de contact allant jusqu'à 200 kg/cmq.

Le *diamètre intérieur* d_1 de la *lanterne* de soupape, fig. 555, s'obtient en se basant sur la condition d'un courant de fluide traversant la section annulaire $0,25 \pi (d_1^2 - d_0^2)$, avec une vitesse v_1 , au moyen de la formule :

$$\mu 0,25 \pi (d_1^2 - d_0^2) v_1 = 0,25 \pi d_u^2 v,$$

il est de :

$$d_1 = \sqrt{d_0^2 + \frac{1}{\mu} \frac{v}{v_1} d_u^2} \quad (534)$$

Il convient, en ce cas, d'attribuer à la valeur μ le caractère d'un coefficient général de rectification, destiné non seulement à tenir compte de la contraction et de certaines irrégularités telles que, par exemple, l'écoulement unilatéral de l'eau vers une tubulure, mais aussi de l'influence du diamètre intérieur de la lanterne de soupape sur la charge de cette dernière (voir la note au bas de la page 675, art. 6), en supposant que l'on ne préfère pas satisfaire à cette dernière condition au moyen du choix de v_1 . Pour les soupapes dont la course est petite, v est relativement petit, de façon que l'on peut avoir $\frac{1}{\mu} \frac{v}{v_1} < 1$; pour des courses moyennes de soupapes, on peut, au contraire, introduire ce terme dans le calcul avec une valeur notablement supérieure à 1.

Au sujet de la boîte en bronze rapportée, qui porte le siège de soupape, il convient de faire remarquer qu'il est avantageux d'exécuter au moins la dernière passe d'alésage, qui est la *plus soignée*, le dressage et le rodage de la soupape, avant de placer dans la lanterne, après l'avoir enduit extérieurement de minium, le cône du siège de cette soupape.

Quant à l'épaisseur de la paroi de la lanterne, on peut se reporter aux remarques des pages 603 et suivantes, au sujet de l'épaisseur de paroi des cylindres de pompes.

La figure 565 représente une soupape à plateau surmontée d'ailettes de guidage, la figure 358, pl. 32, une soupape conique avec guidages inférieur et supérieur, ce dernier est à tige, afin que les petits corps solides (ordures, sable ou autres matières), qui peuvent s'introduire dans la douille de guidage, suspendent ou gênent moins facilement le fonctionnement de la soupape, trois ou quatre méplats sont faits à la lime sur la tige. L'expérience a montré que ces méplats rendent les coincements et, en général, les irrégularités de fonctionnement de la soupape, beaucoup plus rares qu'ils le sont avec une tige en forme de cylindre circulaire. Pour obtenir un bon guidage, c'est-à-dire un guidage prolongé, on n'utilise la douille servant de guide qu'à sa partie supérieure et, conséquemment, on en élargit la partie inférieure. Les surfaces de la tige employées comme guides doivent être limées comme celles des ailettes, dans le sens de l'axe de la soupape. Le couvercle de la lanterne de soupape doit être, lorsqu'il est employé comme guide, concentrique à l'axe du siège de soupape ; son axe doit en outre coïncider avec celui de ce siège. Lorsque l'on ne

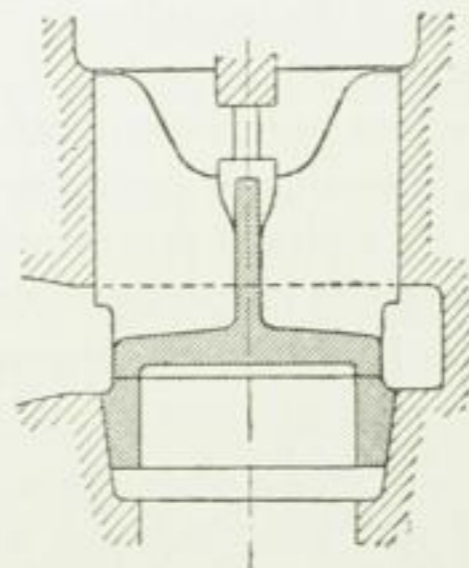


Fig. 565.

52

peut satisfaire exactement à cette dernière condition, il faut laisser assez de jeu entre la soupape et ses guides. Il en est de même pour la soupape figure 565.

On doit veiller à ce que le fluide contenu dans l'espace *c*, fig. 358, puisse s'échapper presque sans résistance quand la soupape se soulève et passer aussi facilement en *c* lorsque la soupape retombe.

Les dessins montrent nettement la commodité d'accès de la soupape et de son siège. En faisant tourner de quelques pas une seule vis, on permet à l'étrier de fermeture de *se rabattre* et de dégager le couvercle. Comme les couvercles de ce genre restent souvent pendant longtemps sans être ouverts, il se dépose souvent sur les filets libres de la vis une couche plus ou moins épaisse de rouille, qui rend plus difficile le desserrage de la vis. Les filets de vis ne doivent donc pas dépasser. Certains constructeurs pourvoient la poignée de couvercle d'une tête (comme celle tracée en pointillé), pour que l'on puisse mieux la saisir; mais l'utilité de cette tête est presque nulle car l'emploi du marteau et même celui du ciseau à froid sont nécessaires lorsque le couvercle est fortement collé.

Dans le calcul de l'étrier et de sa vis, il faut prendre pour base une force que l'on déduit de la formule :

$$F = \frac{\pi}{4} d_m^2 p \cdot \frac{5}{4}$$

en supposant que *p* soit la pression effective intérieure, qui sert de base au calcul. Le coefficient $\frac{5}{4}$ a pour but de tenir compte de ce que le couvercle est pressé contre le joint, par la vis, avec une force supérieure à celle de la pression *p*.

La figure 359, pl. 52, fait connaître la disposition d'une boîte contenant les sièges de soupapes d'aspiration et de refoulement d'une pompe de presse. Cette boîte, en bronze, est introduite dans le corps de pompe qui est en fonte. Les diamètres des soupapes sont mesurés de manière que l'on puisse retirer la soupape d'aspiration après avoir enlevé celle de refoulement. Pour la facilité de ce travail, chacune des saillies de soupapes est percée d'un trou dans lequel est taillé un filet de vis servant à recevoir l'extrémité d'une tige filetée au moyen de laquelle on soulève commodément la soupape. Cette tige sert aussi à roder la soupape. Le bouchon à vis porte la soupape de sûreté dont l'étanchéité est assurée de bas en haut par un cuir embouti. La pièce *a* a pour but de soulever la soupape d'aspiration et, par suite, d'arrêter le fonctionnement de la pompe.

Le piston représenté en coupe, fig. 238, pl. 34, montre une soupape à plateau à siège annulaire et garniture de cuir.

La figure 566 reproduit une *soupape à boulet*, les deux pièces sont de bronze ou d'un alliage analogue. Les soupapes de ce genre conviennent surtout pour l'élévation des matières épaisses. Elles ne restent pas parfaitement étanches à la longue, parce que la surface de portée change continuellement sur la soupape. Pour empêcher les coincements, il ne faut pas que l'angle β dépasse 90°.

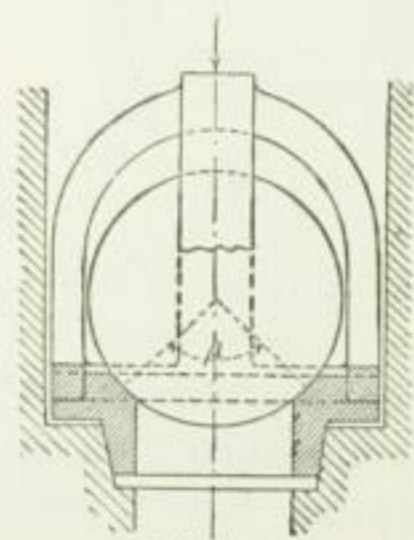


Fig. 566.

riorer le caoutchouc.

Une soupape *chargée par un ressort* et qui, d'après l'expérience de l'auteur, travaille convenablement jusqu'à 120 courses par minute, est représentée sur la figure 360, pl. 53. On peut changer facilement la plaque de caoutchouc dont les surfaces, du côté du siège de la soupape, sont figurées en coupe et ont, dans la partie qui produit l'obturation, une largeur inférieure à celle de la surface adjacente du siège, pour que les bords de ce dernier ne puisse dété-

Quand il s'agit d'élever de grandes quantités d'eau, comme cela se fait, par exemple, avec les machines élévatoires des établissements de distribution d'eau, etc., le diamètre et la course d'une soupape que l'on aurait à construire pour une pompe destinée à ces machines devraient être très grands. Or, il se produirait dans la machine, même avec une course moyenne, des chocs et des battements dont les grands nombres de courses, aujourd'hui adoptés communément et avec raison, augmenteraient encore la violence. Pour obtenir, en pareils cas, une marche tranquille, le constructeur doit s'efforcer d'obtenir une faible course de soupape ; or, une petite course exige, pour la grande section de passage qu'elle doit présenter, un grand pourtour de soupape, et c'est ce qui a conduit à la construction de soupapes comme, par exemple, celles indiquées figure 361, pl. 52 (*Riehn, Meinicke et Wolf*, brevet allemand n° 866, avec addition n° 2726), et figure 362, pl. 52 (*Thometzek*, brevet allemand n° 1691, construction *G. Kuhn*, à Stuttgart-Berg). Dans le premier cas, plusieurs petites soupapes annulaires semblables sont placées les unes à côté des autres, dans le second les soupapes sont superposées. Chacune de ces soupapes annulaires assure au liquide (lorsqu'elle est soulevée) une section de passage extérieure et une autre section de passage intérieure soit, par conséquent, deux surfaces à traverser. Les hauteurs de course sont d'environ 5 à 10 mm. Sur la figure 362, la course est limitée par des butoirs élastiques.

Il existe des types nombreux de constructions analogues mais en raison de l'étendue permise au présent ouvrage et du but qui lui est assigné, nous ne pouvons nous permettre d'approfondir davantage ce sujet ¹.

β. Soupapes à clapets.

Les figures 237, pl. 34, montrent deux soupapes à clapet, faisant partie d'un piston représenté en coupe. Les surfaces d'obturation de ces soupapes, indépendantes l'une de l'autre, sont pourvues d'un cuir servant en même temps de charnière. Leurs sièges font partie du corps en fonte du piston. La fixation du cuir, que l'on peut remplacer, sur les corps de soupapes proprement dits, s'opère à l'aide d'une plaque en fer forgé, serrée contre chaque soupape au moyen de rivets ou de boulons et d'écrous.

Les figures 363, pl. 53, donnent une soupape analogue, garnie de cuir et installée sur une pompe comme soupape d'aspiration. Il convient de veiller à ce que la hauteur *a* soit largement mesurée ; mais on est parfois limité à cet égard, parce que l'espace nuisible augmente avec *a*. Eu égard aux dimensions adoptées sur les dessins, *a* est relativement petit.

Les soupapes de ce genre, avec garniture de cuir, s'utilisent, comme nous l'avons déjà fait remarquer plus haut, pour les liquides froids, en supposant qu'ils n'attaquent pas le cuir ; aussi servent-elles particulièrement pour l'eau froide et pour l'air à la température ordinaire ; dans ce dernier cas leur construction doit être, naturellement, beaucoup plus légère. Des plaques de cuir recouvertes de feutre sur la surface obturatrice s'em-

¹ *Riedler*, dans ses articles cités page 676 et *Waldüstel* dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1886, p. 935 et suivantes, ont traité en détail de ces soupapes multiples et complexes, ainsi que de leurs côtés faibles. Voir aussi l'ouvrage plus récent écrit sur les pompes par *Hartmann-Knoke*, Berlin, 1897 (2^e édition).

On trouve dans l'ouvrage, déjà cité plusieurs fois, de l'auteur : *Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen* (Bases générales de la construction des pompes à piston), § 7, p. 188 et suivantes, des exemples de soupapes pour pompes à très grand nombre de courses. Le même ouvrage contient aussi des détails sur divers autres sujets qui ont seulement été effleurés ci-dessus.

ploient avec avantage comme clapets pour les machines soufflantes, quelquefois aussi on s'en sert sans qu'elles soient ainsi couvertes (voir p. 676).

Des clapets métalliques, pouvant s'employer aussi pour l'élévation des liquides chauds, sont représentés sur les figures 364, pl. 53. On voit qu'ils sont placés, dans ce cas, dans une sorte de robinet, assez bien rodé pour être étanche à l'air, comme ceux dont l'emploi est fréquent dans la construction des pompes à incendie. S est la chambre d'aspiration. Les chambres C_1 et C_2 se réunissent respectivement aux deux cylindres d'une pompe à simple effet, D est en communication avec le réservoir d'air comprimé. Les soupapes se trouvent dans les positions indiquées sur les dessins, au moment où le cylindre de droite aspirant, celui de gauche refoule. Les soupapes à clapet sont bien rodées sur leurs sièges et montées à articulation dans le robinet. Il est essentiel que le diamètre du trou d_1 soit d'environ 1 à 2 mm plus grand que le diamètre de la tige d . Le courant de retour agit énergiquement sur les soupapes de refoulement mais moins fortement sur celles d'aspiration. Dans ce cas encore les considérations relatives à l'espace nuisible empêchent de faire davantage. L'étanchéité vers l'extérieur des orifices qui donnent passage aux tiges en acier s'obtient en introduisant une ficelle de chanvre dans la cavité qui se trouve derrière la tête des vis.

En plaçant les soupapes dans le robinet, on a pour but de pouvoir les enlever facilement avec leurs sièges, et il semble, effectivement, que le problème de l'accessibilité soit résolu ainsi de la manière la plus complète. Le cône est serré dans le boisseau au moyen d'un seul écrou qui le maintient en place ou permet de le sortir. Dans le premier cas, on fait tourner à gauche l'écrou fixé à l'étrier, mais pouvant tourner sur lui, au moyen d'une pièce à six pans rivée, qu'une goupille empêche de tourner sans cet écrou. L'étrier appuie alors contre les surfaces ab et bc de deux saillies placées diamétralement en face l'une de l'autre et serre le cône sur son siège; dans le second cas on tourne l'écrou à droite, l'étrier porte contre les surfaces cd et éloigne le cône de son siège. Pour permettre de placer immédiatement le cône lors de son introduction, dans la position convenable, on le munit d'une goupille à vis e , qui pénètre dans une cavité du boisseau.

La tangente de l'angle entre l'axe du cône de robinet et sa génératrice peut être comprise entre $\frac{1}{15}$ et $\frac{1}{25}$. La largeur des surfaces de joint doit atteindre au moins 20 mm. Il faut particulièrement tenir compte de cette condition au point de vue de la place à donner à la cavité qui correspond à la goupille e .

Pour faciliter le rodage il convient de faire le cône intérieur en métal plus dur que celui du boisseau. On peut exécuter ce dernier en fonte, si la question de dépense doit passer en première ligne. Pour ce qui est du rodage lui-même, on peut se reporter à la p. 521. Afin d'éviter toute formation de saillie on ajoute au cône, à son extrémité la plus grosse, une courte partie cylindrique.

Un défaut assez fréquent des robinets à soupapes de ce genre est une insuffisance de section pour le courant de liquide, surtout à l'endroit où il pénètre dans le tuyau de refoulement¹.

Les clapets métalliques doivent être préférés à ceux de cuir quand ils sont exposés à sécher et quand la pompe doit satisfaire à la condition d'être toujours prête à fonctionner, ce qui, par exemple, est le cas pour les pompes à incendie.

Les soupapes à clapet dont il a été traité ci-dessus possédaient un axe rectiligne de rotation. Il en est autrement pour les soupapes représentées sur les figures 236, pl. 34 et

¹ Voir, sur un cas particulièrement grave en ce genre, le travail de l'auteur « Die Konstruktion der Feuerspritzen » (Construction des pompes à incendie), Stuttgart, p. 67.

366, pl. 53. Ces soupapes sont formées d'un disque de caoutchouc (caoutchouc du Para, sans interposition d'autres matières) qui, à son état naturel, a la forme représentée figure 365, pl. 53. Quand on l'introduit dans la lanterne de soupape, ses deux faces forment des plans, comme le montre la figure 366. Dans ce cas, c'est l'élasticité propre du caoutchouc qui fournit la force à laquelle est due la fermeture. Assez fréquemment, les soupapes de ce genre permettent non seulement le mouvement de clapet, mais encore celui de soulèvement. Le trou du disque est alors garni d'une douille en laiton rabattue sur les faces de ce disque ou prise dans la masse du caoutchouc lors du moulage de ce dernier. Dans le premier cas la douille est faite avec du laiton en feuille; dans le second cas elle est fondue et pourvue en son milieu d'une nervure destinée à être noyée dans le caoutchouc.

Le type de construction figure 236, pl. 34, s'applique surtout aux pompes à eau chaude des machines à vapeur à condensation. Comme on n'est pas parfaitement certain d'éviter un échauffement inopportun du caoutchouc et le ramollissement qui, se produisant alors, donne lieu à des déformations d'autant plus persistantes de la plaque pénétrant dans les ouvertures du siège, que les trous de celui-ci ont plus de largeur, il est bon de réduire cette dernière. Le travail de flexion k_f , que l'on peut déterminer approximativement d'après la formule 134 ne doit guère dépasser 0,35 à 0,5 kg, de même la pression entre le disque et la surface du siège ne doit pas atteindre plus de 2,5 à 3 kg, de façon que pour $\mu = 1$ on obtient avec l'épaisseur usuelle des plaques de caoutchouc, soit 20 mm, et $p = 1 \text{ kg/cm}^2$

$$k_f = \frac{1}{2} \left(\frac{b}{h} \right)^2 \frac{p}{1 + \left(\frac{b}{a} \right)^2} = \frac{1}{8} b^2 \frac{1}{1 + \left(\frac{b}{a} \right)^2}$$

d'où l'on déduit la largeur admissible b des ouvertures rectangulaires de la longueur a avec :

	$k_f = 0,35$		$k_f = 0,5$
pour	$a = b$	$a = 4b$	$a = b$
on obtient :	$b = 2,4 \text{ cm,}$ $a = 2,4 \text{ cm,}$	$b = 1,8 \text{ cm,}$ $a = 7,2 \text{ cm,}$	$b = 2,8 \text{ cm,}$ $a = 2,8 \text{ cm,}$
			$a = 4b$ $b = 2 \text{ cm,}$ $a = 8 \text{ cm.}$

La largeur s des barreaux de grille adjacents aux ouvertures, étant donné qu'à l'ouverture ab correspond nécessairement une surface d'appui $(a+s)(b+s) - ab = (a+b)s + s^2 = \infty (a+b)s$ s'obtient au moyen de :

$$(a+b)sk = (a+s)(b+s)p = \infty [ab + (a+b)s]p,$$

$$s = \frac{ab}{a+b} \cdot \frac{p}{p-k},$$

$k_2 - k_1$

donc, pour :

$$b = 2,4 \text{ cm} = a \quad \text{avec } p = 1 \quad k = 2,5$$

$$s = 0,8 \text{ cm.}$$

La soupape, fig. 365 et 366, pl. 53, s'emploie sur les pompes à vapeur faisant un grand nombre de courses; elle permet de travailler à des pressions allant jusqu'à 8 kg/cm² et des nombres de courses atteignant 200 à la minute et plus. Pour les pompes à eau froide, qui ne donnent lieu à aucune crainte de ramollissement du caoutchouc par échauffement, et dont

le grand nombre de courses ne laisse ordinairement pas aux déformations le temps de se produire, les coefficients k_f et k , mentionnés ci-dessus, peuvent s'élever jusqu'à 4 et 20, on doit toutefois conseiller de rester en deçà de ces valeurs limites.

Pour offrir à l'eau une grande section, lors de son passage par la soupape, et favoriser l'effet de ressort du caoutchouc, *Witte* a été conduit à exécuter la soupape représentée sur les figures 367 et 368. Elle recouvre des ouvertures trapézoïdales d'environ 12 mm de largeur moyenne et 22 mm de hauteur et sa plus grande épaisseur (13 mm) est au-dessus du centre de figure d'une de ces ouvertures. Au pourtour le caoutchouc a 12 mm qui se réduisent à 6 mm au centre. Cette construction semble être le résultat de sérieux efforts en vue d'obtenir un grand nombre de courses (masse réduite au minimum grâce à l'élasticité aussi grande que possible de la soupape en jeu) et un maximum de hauteur d'aspiration. Dans ce cas la charge de liquide nécessaire au passage à travers la soupape est notablement moindre qu'avec la soupape figure 366, aussi la pompe munie de la soupape *Witte* aspire-t-elle d'une plus grande hauteur.

Une excellente qualité et une faible dureté du caoutchouc sont les conditions indispensables d'une soupape de ce genre dont la durée peut alors atteindre plusieurs années. Il ne faut pas employer le caoutchouc contenant intérieurement des tissus divers.

Il n'y a pas lieu de fixer la plaque de caoutchouc par pincement proprement dit.

La surface de la grille qui sert de siège aux clapets en caoutchouc ne doit pas avoir de bords tranchants.

Les clapets en caoutchouc peuvent aussi servir dans les pompes à air, pourvu que cet air ne soit pas chaud.

Dans la construction des soupapes à clapet, dont le poids produit la fermeture, on doit considérer que ce poids agit avec un moment de torsion d'autant plus grand que le centre de gravité du corps de soupape est plus éloigné de l'axe de torsion. En donnant une forme convenable à la masse qui charge la soupape on peut, au moyen d'une soupape à clapet, fermer aussi bien un orifice horizontal qu'un orifice vertical. Il suffit pour cela de donner une valeur suffisante au moment précité.

En terminant, nous avons encore à mentionner la *soupape à gorge*, fig. 369, pl. 33, qui, ordinairement, sert plutôt à réduire qu'à fermer la section de passage. Elle est incapable de produire une fermeture étanche.

3. Soupapes commandées.

Pour ne pas être obligé, quand il s'agit d'élever de grandes quantités de liquides, d'obtenir la section de passage déterminée par le produit du pourtour et de la course de cette soupape, au moyen d'un grand pourtour et d'un faible soulèvement de cet organe (voir p. 679), *Riedler* a eu recours à un procédé consistant à rendre possible une grande course de soupape au moyen d'une commande qui produit la fermeture. Le mode d'action de la soupape *Riedler* est le suivant : la soupape s'ouvre d'elle-même et reste complètement ouverte jusqu'à ce qu'elle soit fermée en temps convenable par une commande spéciale, avant le changement de sens de la course du piston. Toutefois la fermeture n'est pas complète et la soupape s'arrête à une petite distance — réglable d'ailleurs au point de se réduire presque à zéro — de la surface du siège, pour parcourir ensuite automatiquement cette distance sous l'influence de la pression du liquide. *La soupape est donc automatique, avec mouvement de fermeture commandé (fermeture forcée).*

Au sujet de cette soupape dont l'emploi devient, à juste titre, de plus en plus fréquent

53

dans les cas auxquels elle est applicable, nous devons renvoyer nos lecteurs aux travaux de *Riedler* eux-mêmes ¹.

Des soupapes commandées, à double siège, comme celles que l'on trouve sur les machines à vapeur, sont représentées sur la figure 312, pl. 44. Leur description ressort des ouvrages sur les machines à vapeur.

II. Tiroirs.

Le mouvement du tiroir peut être *rectiligne* ou *rotatif*. Le premier de ces mouvements est implicitement compris dans le second, si on le considère comme une rotation autour d'un axe reporté à l'infini.

Si la force qui doit produire l'obturation du tiroir est dirigée perpendiculairement à l'axe de rotation, nous distinguons ce *tiroir* par le qualificatif de *normal*. Si, au contraire, cette force agit parallèlement à l'axe de rotation, le tiroir s'appelle *tiroir axial*. Le premier groupe comprend les *tiroirs plats, à pistons et ronds*, le second les *tiroirs tournants* ou *circulaires* et les *robinets*.

1. Tiroirs normaux.

Suivant le fluide qu'il s'agit d'arrêter et la vitesse avec laquelle doit s'opérer l'arrêt, les types de construction sont différents. En présence de l'eau, les deux surfaces d'obturation, ce que l'on appelle les *glaces du tiroir*, se font en bronze ; en présence des gaz ou de la vapeur, elles se font en fonte. Si un tiroir est destiné à arrêter de la vapeur on le fait, ordinairement, dans le but de permettre une fermeture rapide. La propriété connexe de l'appareil de ne permettre une ouverture le plus souvent graduelle qu'au prix de grandes précautions doit être considérée comme superflue.

Ordinairement la nécessité contraire s'impose sur les conduites d'eau. La force vive contenue dans l'eau en mouvement a pour effet, lorsque le courant est subitement interrompu, de déformer les tuyaux, ce qui donne lieu, quelquefois, à la destruction de la conduite. C'est seulement lorsque l'élasticité de cette dernière est suffisante, ce qui est le plus souvent le cas avec les boyaux, ou si l'on dispose un réservoir d'air suffisamment grand dans le voisinage du tiroir, que l'on peut se dispenser de satisfaire à la condition d'une fermeture graduelle.

La disposition usuelle d'un *tiroir à eau* (vanne) est représentée sur la figure 370, pl. 54. La vanne proprement dite est formée d'un cylindre en fonte taillé en forme de coin et dont les bords des faces inclinées sont garnis d'anneaux en bronze correspondant à des anneaux semblables fixés à la chambre en fonte. L'obturation se produit, en conséquence par pression exercée des deux côtés, sur de doubles glaces. Cette disposition est presque toujours nécessaire sur les conduites d'eau, pour lesquelles il faut compter sur un changement de sens de la pression, ne fût-ce qu'en cas d'accidents. Le tiroir est guidé par des saillies latérales destinées à s'opposer à la tendance d'un tiroir rond, en partie ouvert, à basculer dans l'ouverture de passage. A ce point de vue, les ouvertures de passage, rectan-

¹ Voir, en particulier, les mémoires publiés dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1885, p. 522 et suivantes, 1890, p. 537 et suivantes, qui contiennent des matériaux d'une richesse extraordinaire.

gulaires par exemple, doivent être préférées. L'écrou introduit par le côté dans le tiroir, pour la tige qui doit être faite en bronze de qualité supérieure, doit avoir assez de jeu pour prévenir tout coincement de cette tige. Les parties qui glissent l'une sur l'autre doivent être en bronze, à moins qu'on les couvre ou garnisse de bronze.

La fermeture s'opère, dans ce cas, avec une lenteur suffisante¹. Quand la vanne est complètement ouverte, le liquide n'est soumis à aucune réduction de section ni à aucun changement de direction.

Pour la question du filet de vis extérieur ou intérieur, voir ce qui est dit p. 662 et suivante, art. « soupapes d'arrêt ».

Les vannes de *conduites à gaz* doivent être construites d'une manière analogue à celle employée pour les vannes d'arrêt des conduites d'eau ; mais comme, dans ce cas, les changements de sens de la pression sont rares et d'ailleurs sans importance, il suffit d'une fermeture plus simple. Les surfaces de contact se trouvent sur des pièces en fonte.

La figure 371, pl. 53, représente le tiroir d'arrêt à vapeur, tel qu'il s'emploie, par exemple, dans la construction des locomotives. Le tiroir a une surface de forme cylindrique ce qui lui fait quelquefois attribuer la désignation de tiroir rond. Pour assurer le contact de ce tiroir avec son siège, même quand la vapeur ne presse pas sur lui, on le munit d'un ou deux ressorts qui, d'autre part, appuient contre l'arbre ou contre la chambre.

Un inconvénient des *tiroirs ronds* qu'il ne faut pas perdre de vue est la diminution de pression, par rapport à l'unité de surface, vers les bords du tiroir, cette diminution va jusqu'à zéro quand ils s'étendent jusqu'à la hauteur de l'axe, la preuve en est, *a priori*, dans ce qui a été dit pages 349 et suivantes à propos des tourillons. De là résulte que l'angle φ , fig. 371, pl. 53 et fig. 269, p. 349, doit être réduit autant que possible, ce qui revient à dire qu'il convient d'adopter un grand rayon de surface cylindrique et une ouverture relativement étroite.

La figure 349, pl. 52, représente le *tiroir à coquille* ou de *distribution*, qu'il convient de citer ici à cause de la généralité de son emploi. Nous le trouvons sur les machines à vapeur, disposé comme le montrent les figures. Son but est de permettre au fluide d'entrer dans le cylindre et d'en sortir alternativement dans les conditions nécessaires. Ordinairement, la pression est plus élevée dans la boîte à tiroir que dans le cylindre de façon que le tiroir est pressé automatiquement sur la glace du cylindre. Si l'on a la certitude qu'il en soit ainsi, l'adjonction d'un ressort n'est pas nécessaire, mais il est toujours utile d'en employer un lorsque la glace du tiroir est verticale.

Le mouvement est donné au tiroir, soigneusement rodé, par la tige de tiroir. L'assemblage de ces deux pièces doit être établi de façon que la première puisse se déplacer un peu, perpendiculairement à la seconde ; autrement la tige devrait nécessairement fléchir de plus en plus à mesure que les surfaces de glissement viendraient à s'user. Par contre, il ne faut pas admettre de jeu dans la direction de l'axe de la tige, bien que la longueur de cette dernière doive pouvoir varier dans ce sens. Les assemblages figure 349, pl. 52 et figure 372, pl. 54 (avec la modification de la figure 373, dans laquelle un bout de tube à gaz remplace les deux contre-écrous), et figure 374, satisfont aux nécessités spécifiées plus haut. Le cadre présente en outre, ordinairement, un prolongement de la tige d'excentrique servant à assurer le guidage.

Pour qu'il ne puisse se former de ressaut sur la glace du tiroir dépendante du cylindre.

¹ Des vannes à fermeture rapide se trouvent, par exemple, sur les pompes à incendie, on en voit des types dans l'ouvrage de l'auteur : « *Konstruktion der Feuerspritzen* » (Construction des pompes à incendie), pl. 4, fig. 10 à 12, fig. 18 à 21, pl. 14, fig. 5 à 10 et suivantes.

il faut que le tiroir vienne dépasser les bords *a*, fig. 349, pl. 52, de même que la garniture du piston dépasse le bord *b*. On doit réduire autant que possible la dimension *x*, afin que la surface du tiroir ne se bombe pas facilement.

La boîte dans laquelle se meut le tiroir peut venir de fonte avec le cylindre ou être boulonnée sur lui. En général, on doit préférer la première de ces dispositions pour les petites machines et la seconde pour les grandes. Il est de règle de fixer le couvercle de boîte à tiroir au moyen de boulons ordinaires ou de prisonniers, comme l'indique la figure 349. Dans le second cas, on peut donner aux brides moins de largeur que dans le premier. Pour le calcul de ces boulons et prisonniers, et celui du couvercle, on peut se reporter aux pages 633 et suivantes, ainsi qu'aux pages 619 et suivantes. Les boulons doivent être répartis de manière à laisser les angles libres (voir fig. 453, p. 625).

La planche 46 montre un cylindre de machine à vapeur un peu plus grand, avec lequel la boîte à tiroir est venue de fonte. Dans cette boîte est contenu le tiroir inférieur sur lequel reposent les deux plaques de détente d'une distribution *Meyer* (construction *G. Kuhn*, à Stuttgart-Berg).

Les figures 350, pl. 50, 379, pl. 47, ainsi que les figures 448 et 449 du texte, p. 617, représentent des *tiroirs ronds commandés*, tels qu'ils se rencontrent sur les machines à vapeur pourvues de la *distribution Corliss*.

2. Tiroirs axiaux.

Sous le nom de *tiroirs axiaux*, on désigne ceux pour lesquels la force nécessaire pour produire l'étanchéité agit dans la direction de l'axe de rotation. A cette classe appartiennent par conséquent les *tiroirs tournants* ou *circulaires* et les *robinets*. Ils ont tous l'inconvénient d'avoir une étanchéité dont la durée est beaucoup moins assurée que sur les tiroirs normaux.

Les figures 375, pl. 53, représentent un tiroir tournant, comme ceux employés autrefois, en guise de soupapes d'arrêt, pour les machines à vapeur. Autant l'appareil semble simple, autant il présente, après avoir servi quelque temps, le défaut de ne plus être étanche. Les glaces ne s'usent pas de façon que leur contact, surtout vers l'extérieur, reste assuré. (Voir, à ce sujet, les remarques des pages 344 et 345). L'emploi des tiroirs tournants ou circulaires doit donc être évité. Il en est ainsi plus ou moins, comme nous l'avons déjà expliqué, pour tous les tiroirs axiaux.

La figure 376, pl. 54, montre un robinet ordinaire. Le *cône* intérieur s'appelle la *clef* du robinet, il est en laiton ou en bronze et rodé dans le *boisseau* fait avec les mêmes alliages ou coulé en fonte. Comme nous l'avons déjà fait remarquer plusieurs fois, les deux parties qui glissent l'une sur l'autre ne doivent pas avoir la même dureté. On empêche l'écrou du robinet de tourner en plaçant sa rondelle sur une pièce à quatre pans.

On doit veiller à ce que la surface de la *clef* soit cylindrique à l'endroit où elle sort du boisseau; de même la surface intérieure de ce dernier doit être cylindrique à l'endroit où cesse son contact avec le cône. Sans cela il se forme inévitablement des ressauts. Il faut en outre donner assez de force au boisseau pour qu'il ne puisse se déformer quand on le boulonne ou quand on l'intercale dans une conduite. Ses déformations rendraient, pour le moins, l'étanchéité imparfaite.

Les figures 378, pl. 54, montrent un *robinet à trois voies*, le fluide qui arrive par dessous peut être conduit vers A ou B et isolé des deux tubulures. Pour empêcher l'écrou

de se desserrer quand on tourne le robinet, on a disposé une rondelle *c*, pourvue de deux ergots pénétrant dans des cavités correspondantes du boisseau.

Les gros robinets ont toujours l'inconvénient de nécessiter au moins un changement de forme du jet de fluide. Au point de vue de l'étanchéité, ils se trouvent entre les tiroirs plats ou ronds et les tiroirs circulaires ou tournants. Les fuites fréquentes des robinets proviennent, en grande partie, de l'insuffisance d'épaisseur et de la trop grande flexibilité de la matière du boisseau, ainsi que d'un mauvais rodage. Il est aussi avantageux, dans ce cas, de soumettre les boisseaux en bronze ou en laiton, avant de recourir au rodage, à une pression assez élevée pour dépasser les limites d'élasticité, de manière à élever ces limites.

L'étanchéité des robinets qui viennent d'être décrits s'obtient au moyen de la force axiale exercée par le serrage des écrous. *Klein* a construit des robinets dans lesquels la pression du fluide elle-même doit produire l'étanchéité, comme le montre la figure 377.

La tangente de l'angle compris entre l'axe et la génératrice de la surface du cône peut être de $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{15}$. La largeur de la surface d'obturation dans le sens de l'axe doit être d'au moins 10 mm pour les très petits robinets et atteindre au moins 40 mm pour les gros robinets destinés à des conduites de 100 mm de diamètre intérieur.

On trouvera, dans les ouvrages sur les machines à vapeur, des renseignements plus étendus sur les tiroirs ronds, plats et tournants, commandés mécaniquement, ainsi que sur les robinets.

APPENDICE

au chapitre

Procédés d'assemblage des parties de machines.

Pas métrique

adopté par le Congrès international tenu à Zurich les 3 et 4 octobre 1898.

Le profil de pas adopté par ce Congrès correspond à la figure 43, p. 104. Au point de vue du jeu déterminé sur ce profil par un arrondissement, il a été convenu qu'il ne doit pas dépasser $\frac{1}{16}$ de la hauteur du triangle équilatéral servant de base et dont le côté a une longueur égale au pas h , que sa forme doit être laissée à l'appréciation de chaque constructeur mais qu'il est avantageux de l'arrondir. La figure 43 donne, pour le jeu, $\frac{1}{16}$ de la hauteur du triangle.

La profondeur du filet est donc, sans tenir compte du jeu :

$$\frac{3}{4} \cdot 0,866 h = 0,65 h,$$

et si l'on tient compte de ce jeu, à raison de $\frac{1}{16}$ de la hauteur du triangle :

$$0,866 h \left(\frac{3}{4} + \frac{1}{16} \right) = 0,704 h.$$

Le diamètre d_1 du noyau atteint, en conséquence, en supposant que d indique le diamètre du filet :

$$d_1 = d - 2 \cdot 0,704 h$$

ainsi, par exemple, avec un diamètre $d = 20$ mm, pour lequel on prévoit un pas de 2,5 mm, on a :

$$d_1 = 20 - 2 \cdot 0,704 \cdot 2,5 = 16,48 \text{ mm.}$$

Le tableau suivant contient un aperçu des diamètres normaux, pas et diamètres de noyaux, tels que le Congrès les a adoptés. L'entente n'est pas encore faite au sujet des ouvertures de clefs ; mais, conformément à un vœu du Congrès, les trois sociétés citées p. 104 ont entrepris de la réaliser.

Diamètre de filet mm	Pas mm	Diamètre de noyau mm	Diamètre de filet mm	Pas mm	Diamètre de noyau mm	Diamètre de filet mm	Pas mm	Diamètre de noyau mm
6	1,0	4,59	20	2,5	16,48	48	5,0	40,96
7	1,0	5,59	22	2,5	18,48	52	5,0	44,96
8	1,25	6,24	24	3,0	19,78	56	5,5	48,26
9	1,25	7,24	27	3,0	22,78	60	5,5	52,26
10	1,5	7,89	30	3,5	25,08	64	6,0	55,56
11	1,5	8,89	33	3,5	28,08	68	6,0	58,56
12	1,75	9,54	36	4,0	30,37	72	6,5	62,85
14	2,0	11,19	39	4,0	33,37	76	6,5	66,85
16	2,0	13,19	42	4,5	35,67	80	7,0	70,15
18	2,5	14,48	45	4,5	38,67			

APPENDICE

au chapitre

**Éléments de machines pour la transmission du mouvement de rotation
d'un arbre à un autre.**

Expériences sur des commandes à vis sans fin.

Dans la note placée au bas de la page 236, il est dit que le professeur *Stribeck* a entrepris des expériences sur des commandes par vis sans fin. Voici deux rapports à ce sujet dont le premier, communiqué à l'auteur par *Stribeck* au commencement d'avril 1897, a pu être publié dans la sixième édition des *Éléments de machines*. Entre temps, il a paru aussi dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*. Le second rapport est parvenu à l'auteur en septembre 1898. En raison de la grande importance de ces travaux de *Stribeck*, l'auteur croit devoir reproduire les deux mémoires mot à mot, tels qu'ils lui ont été remis pour la septième édition des *Éléments de machines*. Ils démontrent clairement la grande valeur d'expériences approfondies sur les transmissions. Les figures relatives au premier de ces rapports se trouvent sur les planches 1 à 3, contenues dans le texte, celles du second rapport ont été intercalées dans le texte lui-même.

1^{er} Rapport.

1. Forme des dents. Conditions d'engrènement. Longueur de la vis.

Une vis sans fin et une roue d'engrenage se prêtent à des efforts considérables, pourvu que le filet et les dents aient des formes et dimensions telles que la pression sur les dents

et le travail de frottement se répartissent sur des surfaces suffisamment grandes. Il est de règle et avantageux de donner au filet de vis une section transversale de forme trapézoïdale.

En A, fig. 1, se projette l'axe, en W — W le cylindre extérieur de la vis. Soit BCDEF le champ des dents de la roue qui, par abréviation, sera dans la suite appelé *champ des dents*. AB représente la trace du plan 1 — 1 mené par l'axe de la vis, perpendiculairement à l'axe de la roue. La denture qui se trouve dans ce plan est indiquée sur le dessin, fig. 1. Comme on le voit, G est le point de contact des deux lignes de division dont l'une, afférente à la roue est un cercle, tandis que l'autre, dépendant de la vis, est une droite. HJ et KL sont les étendues d'engrènement pour les deux paires de flancs.

On doit obtenir d'autres dentures de formes correctes en menant des sections parallèles à 1 — 1, par exemple suivant 2 — 2, 3 — 3, 4 — 4, 5 — 5, et passant par les dents de la roue et le filet de la vis. Il convient tout d'abord d'indiquer, au sujet de ces dentures, que tous les cercles de division sont égaux et dépendent de la surface d'un cylindre, qui est le cylindre de division de la roue. Toutes les lignes de division relatives à la vis sont dans un plan et celui-ci rencontre en MN le cylindre de division.

Pour élucider les conditions d'engrènement et mesurer convenablement la largeur des dents et la longueur de la vis, nous dessinerons quelques-unes de ces dentures¹.

On trace, dans ce but, d'abord la section par le filet de vis connu, après quoi on déduit du tracé obtenu et du cercle de division de la roue, au moyen d'un des procédés indiqués pages 200 et suivantes, les deux lignes d'engrènement et les flancs de la section de la dent. On obtient ainsi les figures 2 à 5 qui se rapportent à une vis à deux filets dont la dimension \overline{AG} , fig. 1, est égale au pas.

D'après les figures, on peut reconnaître que l'épaisseur des dents de la roue, mesurée à la périphérie du cylindre de division grandit avec l'accroissement de leur distance au plan 1 — 1, fig. 1, et que l'épaisseur extérieure de la tête de dent TU diminue jusqu'à la section 3 — 3 menée par E mais devient de nouveau plus grande au delà. La diminution d'épaisseur à l'extérieur de la tête de dent en E doit uniquement être attribuée à ce que les cercles de tête des figures planes de sections, de la coupe médiane 1 — 1 à la coupe 3 — 3, augmentent par suite de la forme arquée du champ des dents. Si l'on voulait agrandir ce champ en déplaçant la ligne EF, on arriverait bientôt à une limite à laquelle les flancs de dents se coupent et où, par conséquent, l'épaisseur des dents diminue, vers l'extérieur, jusqu'à zéro. Les figures 4 et 5 indiquent les prolongements des flancs de dents.

Pour obtenir la denture dans les plans II — II, III — III, etc., qui d'un côté du plan médian 1 — 1 sont aux mêmes distances que les coupes 2 — 2, 3 — 3, etc., de l'autre côté, il suffit de faire tourner les dentures représentées sur les figures 2 à 5 autour de σt comme charnière. La surface hélicoïdale, qui fournit d'un côté du plan médian 1 — 1 les lignes de section OP, donne de l'autre côté les flancs RQ (dans la position obtenue au moyen de la rotation mentionnée ci-dessus). En outre de la section médiane, quatre flancs sont dessinés sur chaque côté de la figure 6 ; ils appartiennent tous à la même surface hélicoïdale ; les lignes d'engrènement sont aussi données. Pour plus de clarté nous avons appliqué à quelques points des désignations conformes à celles des points correspondants des figures 1 à 5.

¹ Les procédés pour dessiner les dents des roues hélicoïdales, qui ont été donnés dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1891, p. 477 et 1895, p. 331, conduisent à des formes de dents différant tellement de ce qui doit être, qu'il n'y a lieu d'en tenir compte ni au point de vue de l'exécution ni à celui de l'appréciation des conditions d'engrènement.

C'est, par exemple, ainsi que le flanc RQ , passant par le point G de la ligne $II - II$, a été obtenu au moyen de la rotation du flanc RQ de la surface de section $2 - 2$, représentée sur la figure 2.

Il convient d'observer les flèches qui indiquent le sens de rotation de la vis. Si la vis entraîne la roue et tourne dans le sens des flèches, la surface hélicoïdale représentée par les lignes de section est celle qui supporte la charge, et le pas peut être indifféremment, à droite ou à gauche.

Il s'agit maintenant de montrer quelles sont les parties des flancs de dents et de la surface hélicoïdale qui viennent se toucher. Prenons dans ce but, sur les figures 1 à 5, les longueurs sur lesquelles les dents se trouvent en prise dans les diverses surfaces de section.

Pour les flancs OP de la section de vis, ce sont les longueurs tombant sur les distances oh qui viennent toucher les dents.

Pour les flancs RQ de la section de vis, ce sont les longueurs tombant sur les distances ol qui viennent toucher les dents.

Pour les flancs TS de la section des dents, ce sont les longueurs tombant sur les distances ti qui viennent toucher la vis sans fin.

Pour les flancs UV de la section des dents, ce sont les longueurs tombant sur les distances tk qui viennent toucher la vis sans fin.

Si maintenant les étendues ti des figures 1 à 5 sont abaissées rationnellement sur les parallèles de $1 - 1$ à $5 - 5$ (fig. 7) à partir de la ligne limite extérieure $CDEF$ du champ des dents et si, d'une manière analogue, les étendues tk sont abaissées sur les lignes $II - II$, $III - III$ et suivantes, si enfin on réunit les points extrêmes i et k par une ligne ininterrompue, cette ligne limite le *champ d'engrènement des dents de la roue*. Ce champ, sur la figure 7, est couvert de traits horizontaux.

La ligne limite $i...k...$ du champ d'engrènement est aussi indiquée sur la figure 6 et, comme le montre cette figure, elle y est déterminée immédiatement au moyen des lignes d'engrènement marquées sur cette figure.

Sur des dents qui ont travaillé, on peut voir nettement que le bord tracé par l'usure correspond à la ligne $i...k...$

Quand la vis commande le mouvement, la position du champ d'engrènement particulière à notre exposé correspond toujours au sens de rotation de la vis indiqué par des flèches.

Le *champ d'engrènement de la vis* est représenté sur la figure 8, il a été obtenu de la manière suivante :

Du cercle extérieur $W - W$ de la section de vis, on porte sur les parallèles $1 - 1$, $2 - 2$ et suivantes, qui représentent les traces des surfaces de sections désignées par les mêmes chiffres sur les figures 1 à 5, les étendues oh et, sur les parallèles $II - II$, $III - III$, etc., les étendues ol . On doit considérer oh et ol comme les projections des étendues d'engrènement sur le plan du dessin.

Le problème consiste maintenant à amener les points de chaque ligne d'engrènement, prise isolément, sur un plan passant par l'axe de la vis, de manière à ne modifier ni leur distance à l'axe de la vis ni leur éloignement par rapport à une section transversale quelconque de la vis. Pour arriver à ce résultat, il suffit de faire exécuter aux points une rotation autour de l'axe de la vis jusqu'au plan imaginé. Figurons-nous, par exemple, la section $3 - 3$. h est la projection du point final H de la ligne d'engrènement HJ représentée sur la figure 3. Nous portons H vers le plan qui se projette en AB , en opérant une rotation autour de l'axe A . La projection h se transporte alors, sur le cercle décrit de A ,

comme centre en h^1 . Faisons ensuite tourner le plan autour de sa trace AB dans le plan de la figure. Le point H paraît en H^1 et l'on a $h^1 H^1$ égal à $h H$ (fig. 3) et perpendiculaire à AB. Amenons par le même procédé l'autre point final J de la ligne d'engrènement, point qui doit se projeter en o , jusqu'en J^1 . Etendons le procédé à quelques autres points de la ligne d'engrènement HJ et relient les points ainsi obtenus entre H^1 et J^1 , nous obtenons la ligne légèrement courbée $H^1 G^1 J^1$. Elle représente la ligne d'engrènement, reportée par points, de la figure de section 3 — 3. Chaque ligne enveloppe de la surface d'hélice à considérer qui coupe la ligne $H^1 G^1 J^1$ vient rencontrer les dents de roue, quand la vis tourne, dans le plan 3 — 3. Le point de contact est celui de la ligne enveloppante où cette ligne est rencontrée par $H^1 G^1 J^1$. Les plus écartées de ces lignes enveloppes sont, pour la section 3 — 3, $H^1 X$ et $J^1 Y$.

C'est de la même manière qu'ont été trouvées les lignes d'engrènement reportées pour les plans 1 — 1, 2 — 2, 4 — 4 et autres, ainsi que celles des coupes II — II, III — III et autres, il convient seulement d'observer, à ce sujet, que les points L viennent remplacer les points H et que, par suite, les points L^1 sont éloignés de AB de la distance Ll , et ainsi de suite. Les points terminaux de ces lignes d'engrènement reportées sont désignés par les mêmes lettres que les plans auxquels ils se rapportent. Si l'on réunit entre eux les points terminaux des lignes reportées, dans l'ordre des plans y relatifs, on obtient dans la surface enfermée dans les lignes extérieures le champ d'engrènement de la vis. Les limites sont indiquées sur la figure 8 par des hachures.

La section de vis qui contient l'axe de la roue (AZ sur la figure 9), partage comme on peut le voir le champ d'engrènement en deux surfaces de longueurs très différentes. La plus grande et la plus longue de ces surfaces s'étend du côté par lequel arrivent les dents de la roue (fig. 9). Notre dessin qui se rapporte à une vis à deux filets ayant un cercle de division de rayon AG et dont le pas est t , engrenant avec une roue de 30 dents dont la hauteur de tête est $0,3 t$, montre que l'engrènement commence vers $2,22 t$ devant la section AZ, et finit à $1,27 t$, environ, derrière elle. La durée d'engrènement atteint donc $3,49$. Eu égard à la petitesse du diamètre de la vis et au nombre modéré des dents, cette valeur est plus élevée qu'on aurait pu le prévoir. Il est vrai qu'un seul des côtés des dents de la roue se trouve d'abord en prise, ainsi qu'on peut en juger d'après notre exposé et que, par suite, il n'y a pas $3,49$ dents en contact sur toute leur largeur mais un nombre notablement moindre de ces dents. D'autre part, ces conditions sont favorables à la douceur de la marche.

Si la roue ne tourne que dans un seul sens, on doit mesurer la vis à la longueur du champ d'engrènement et régler sa position en conséquence. On en vient alors à placer, conformément à la figure 9, la partie la plus longue de la vis devant la section AZ. Si la roue tourne alternativement dans un sens et dans l'autre, il convient d'adopter pour chacune des parties de la vis situées des deux côtés de AZ, une étendue correspondant à celle de la partie la plus longue du champ d'engrènement. La longueur totale de la vis est alors, dans le cas de notre exemple, $2 \cdot 2,22 t + 2 \cdot 0,5 t = 5,44 t$ ¹. Pour déterminer les longueurs approximatives des deux parties du champ d'engrènement, il suffit, le plus souvent, de trouver les points terminaux des étendues d'engrènement pour les sections de vis III — III et 1 — 1, ce qui demande peu de temps.

Le champ d'engrènement, fig. 8, peut s'appliquer avec avantage à la solution de tout une série de problèmes tels que, par exemple, la recherche de la direction du frottement en un point quelconque de contact entre la roue et la vis, ou la détermination en un instant de la ligne de contact des dents et du filet.

¹ On fait souvent les vis beaucoup trop courtes.

Il appert en outre de la figure 8 que les parties des dents de la roue qui se trouvent entre les plans II — II et IV — IV sont celles qui restent le plus longtemps en prise, tout en travaillant avec des surfaces relativement grandes du filet de vis. Il résulte de là que, dès la mise en mouvement de la commande, ce sont les parties correspondantes des flancs de dents qui commencent à briller les premières. En somme les parties latérales des flancs de dents sont très efficaces et l'on devrait les agrandir autant que possible.

Si le champ d'engrènement des dents a la forme BC_1DEF_1 , fig. 7, celui de la vis est limité, à partir du point III, par la ligne de petits traits isolés qui s'élève obliquement. La suppression du triangle CDC_1 a donc pour résultat une réduction du champ d'engrènement qui n'est pas sans importance. La ligne de traits qui monte à droite, en partant de 3, prend en outre la place de la ligne 3 — 4 — 5 — (H' J').

2. Charge et frottement des dents.

Si les conditions d'engrènement ne sont pas simples, il en est de même pour celles relatives à la charge et au frottement. Nous nous dispenserons de les étudier minutieusement et procéderons de la manière suivante.

Sur la figure dans l'espace 10, AB représente la pression P dirigée dans le même sens que l'axe de la vis. Soit AD la tangente à l'hélice que l'on imagine passant par A sur la surface de la vis. On commence à mener, par A , la perpendiculaire à la surface de la vis. Cette ligne est déterminée par l'intersection de deux plans dont l'un est perpendiculaire à la ligne qui entoure la surface de la vis, tandis que l'autre est perpendiculaire à la tangente AD . On mène par B les axes BD et BC perpendiculaires entre eux et à AB , puis AC perpendiculaire à la ligne enveloppante et $CF \parallel BD$, les lignes FC et CA déterminent ainsi l'un des deux plans. Les traces de l'autre plan sont $AE \perp AD$ et $EF \parallel BC$. AF est la perpendiculaire cherchée. La direction de la pression totale de la dent fait avec AF un écart égal à l'angle de frottement ρ et est située dans le plan ADF . Il ne reste donc plus qu'à déterminer le point G sur DF , de manière que $\angle FAG = \rho$. AG représente la pression totale. La perpendiculaire GH abaissée de G sur AF exprime le frottement. BJ est la force à la périphérie de la vis; si on la multiplie par sa distance à l'axe de cette dernière, on obtient le moment de torsion. BK est la force latérale perpendiculaire à l'axe de la vis.

La figure 11 donne l'image plane. On part de AB et l'on dessine d'abord $\triangle BAC$, on reporte ensuite C en C^1 et l'on tire $C^1F \parallel BC$; on mène en outre AE avec l'angle d'inclinaison α sur AB et $EF \parallel BC^1$. On trace ensuite $\triangle FC^1A^1$ avec $C^1A^1 = CA$, puis on tire $AD \perp AE$ et DF ; on abaisse de B une perpendiculaire à DF et l'on reporte le point A^1 , au moyen d'un arc de cercle décrit de F comme centre sur la perpendiculaire en A^2 . Ensuite on fait encore $\angle FA^2G = \rho$ et $GH \perp A^2F$ et l'on projette finalement G en J et K , on a ainsi toutes les étendues qui se présentent sur la figure 10.

Les calculs de résistance doivent être basés sur les valeurs approximatives suivantes, voir figure 10 :

$$\text{Effort à la circonférence } BJ = \infty P \operatorname{tg}(\alpha + \rho).$$

$$\text{Effort perpendiculaire à l'axe de la vis } BK = \infty \operatorname{tg} \vartheta.$$

$$\text{Pression totale sur la dent } AG = \frac{AK}{\cos GAK} = \infty \frac{AC}{\cos(\alpha + \rho)} = \frac{P}{\cos \vartheta \cos(\alpha + \rho)}.$$

Egalité dans laquelle :

Ⓟ

P représente la force qui agit dans la direction de l'axe de la vis et doit être appelée, comme à l'ordinaire, pression sur la dent.

Pour le *frottement*, on a l'expression :

$$GH = AH \operatorname{tg} \rho + FH \operatorname{tg} \rho.$$

$$AH \operatorname{tg} \rho = AF \operatorname{tg} \rho + FH \operatorname{tg} \rho$$

Si, en négligeant $FH \operatorname{tg} \rho$, on désigne $\angle FAC$ par γ , on a, à cause de $AF = \frac{FC}{\sin \gamma}$ et $FC = EB = P \operatorname{tg} \alpha$.

$$GH = \approx P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \gamma} \operatorname{tg} \rho = \varphi P \alpha,$$

si :

$$\varphi = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \gamma}.$$

γ est déterminé par $\operatorname{tg} \gamma = FC : AC = EB : \frac{AB}{\cos \delta} = \operatorname{tg} \alpha \cos \delta$.

Si l'on désigne par r la distance AG de la figure 1 on obtient par exemple avec $r = t$ et $\delta = 15^\circ$:

$$\begin{aligned} \text{pour la vis à un filet} & \quad \varphi = 1,05; \\ \text{» double filet} & \quad \varphi = 1,09. \end{aligned}$$

3. Largeur et pas des dents.

Largeur des dents. Il est avantageux de partir de l'angle β , fig. 12. Plus β est grand, toutes les autres conditions étant égales, plus les champs d'engrènement sont grands et plus l'usure est petite. L'épaisseur de la dent mesurée à la circonférence extérieure diminue du milieu vers les deux côtés, où elle atteint la valeur zéro pour un certain angle au centre du champ de la dent. 2β doit être plus petit que cet angle au centre. Cela arrive pour la denture en développante avec $0,3t$ comme hauteur de tête de dent (pour la section médiane 1 — 1) et l'on obtient de grands champs d'engrènement avec :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{\frac{r}{t} + 0,06} \quad (535) \quad 0,6$$

a dépend du nombre n des dents de la roue.

On peut poser :

pour $n = 28$	36	45	56	62	68	76	84,
$a = 1,9$	2,1	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9.

Il convient d'observer que le constructeur doit d'autant plus veiller au maintien durable de la roue et de la vis dans la position qui leur convient, que les dents sont plus larges.

En ce qui concerne le rapport $r : t$, il dépend de la condition d'arrêt automatique imposée à la machine, ou seulement des épaisseurs nécessaires à l'arbre et au moyeu de la vis. Si l'arbre et la vis sont faits d'un seul morceau d'acier, $r : t$ se trouve généralement compris entre $\frac{3}{4}$ et $\frac{5}{4}$. Pour des vis rapportées on a $r : t \geq \frac{5}{4}$.

Pas. On doit tenir compte de la résistance, de la pression et de l'échauffement.

Si la roue a au moins 28 dents de $0,3 t$ de hauteur de tête et si la ligne d'engrènement de la section médiane coupe le cercle de division sous un angle de 15° , il y a au moins 3 dents en prise. En raison de ces conditions favorables, on satisfait aux *nécessités de résistance*, avec :

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{k_f}{12} b_1 t \text{ pour les vis à un filet ou en général pour de petits angles } \alpha \\ P &= \frac{k_f}{15} b_1 t \text{ pour les vis à plusieurs filets ou pour de grands angles } \alpha \end{aligned} \right\} \quad (536)$$

On a en particulier :

pour des dents de roues *en fonte* :

$$P = 25 b_1 t \text{ à } 20 b_1 t ;$$

pour des dents de roues *en bronze phosphoreux* :

$$P = 40 b_1 t \text{ à } 32 b_1 t.$$

(536 a)

On doit mesurer b_1 dans le champ d'engrènement et, par conséquent, le poser égal à $C_1 F_1$, fig. 12, si $C_1 D E F_1$ représente le champ de la dent. Si ce champ est limité par $C D E F$, il convient de poser $b_1 = C F_1$.

Pour la *pression*, on devra se borner, en considération des conditions complexes d'engrènement et de courbure des flancs de dents, etc., aux données dont on dispose pour les charges auxquelles la transmission peut se trouver continuellement soumise. Les expériences que j'ai exécutées avec des vis sans fin à un et deux filets, en acier trempé, de $r = 41 \text{ mm}$, $t = 40,8 \text{ mm}$, $0,3 t$ de hauteur de tête et 220 mm de longueur, et des roues en bronze phosphoreux ayant 30 dents, ont montré qu'avec un graissage abondant au moyen d'une huile convenable (dans le cas en question on a employé une huile minérale très peu fluide à la température de la pièce), la pression de 1960 kg sur la dent ne produisait pas encore d'usure sensible à une vitesse de glissement de $1,5 \text{ m}$, même quand la température de l'huile s'élevait jusqu'à 80° C . Cette charge dépassait encore notablement celle indiquée comme admissible par la formule 536 a, car on a $b_1 t = 10,4 \cdot 4,08 = 42,4$ et, conséquemment, $40 b_1 t$ atteignent 1700 kg en nombre rond.

Quand les vitesses de glissement sont grandes, on doit tenir compte de l'échauffement.

Conformément aux aperçus que j'ai publiés dans le mémoire intitulé « *Berechnung der Zahnräder* » (calcul des roues dentées) dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1894, p. 1182 et suivantes¹, il faut exiger, si l'on désigne par :

T_f le travail de frottement dépensé en une minute sur la vis et exprimé en cm et kg,

S la partie, exprimée en cmq, de la surface de la vis qui agit pendant une révolution de cette dernière,

que :

$T_f : S$ ne dépasse pas une certaine valeur T_s , dépendant des circonstances qui influent sur la diffusion de la chaleur en dehors des endroits où elle se produit, ainsi que des propriétés de la matière lubrifiante (voir aussi ce qui est dit à l'art. 4).

Posons le frottement $= \varphi P \mu$ et le trajet du frottement en une minute, pour une vis ayant m filets $= \frac{mt}{\sin \alpha} \cdot n$ (n = les tours de l'arbre de la vis en une minute), nous obtenons :

¹ Voir aussi la note au bas de la page 220.

$$T_f = \varphi P \mu \frac{m t}{\sin \alpha} \cdot n.$$

$P \cdot m t \cdot n = T$ est le travail par minute de la pression de dent P , exprimée en cm et kg, et par suite :

$$T_f = \frac{\varphi \mu}{\sin \alpha} T.$$

Pour la surface S , on obtient une expression en se basant sur la considération suivante. Le champ d'engrènement de la vis, fig. 8, s'étend depuis la ligne de contour désignée par A de la surface de la vis jusqu'à la ligne de pourtour B . Or, si l'on pose $AB = i t$, on a $\frac{i t}{\sin \alpha} \cdot m$, qui est la longueur totale de la surface S ; si l'on introduit en outre la largeur moyenne de S avec ψt , on obtient :

$$S = \frac{i \psi \cdot m t^2}{\sin \alpha}.$$

On a donc :

$$T_s = \frac{T_f}{S} = \frac{\varphi \mu}{i \psi} \cdot \frac{T}{m t^2},$$

ou :

$$T = \frac{i \psi T_s}{\varphi \mu} m t^2.$$

Le travail admissible de la pression de dent en chevaux est donc :

$$N = \frac{i \psi T_s}{\varphi \mu \cdot 100 \cdot 75 \cdot 60} m t^2,$$

$$N = k m t^2 \quad (537)$$

On trouvera des renseignements sur k à l'art. 4, à la fin du premier rapport.

4. Expériences avec des vis et une roue.

Les expériences¹ se sont étendues jusqu'à présent à une vis à un filet et une autre à deux filets, en acier, trempées, et des dimensions suivantes :

Diamètre extérieur du filet	106 mm,
» intérieur »	50 mm,
Pas.	$13 \pi = 40,8$ mm, et $26 \pi = 81,7$ mm,
Longueur	220 mm.

Les roues, en bronze phosphoreux, ont chacune 30 dents taillées dans la masse. L'angle au centre 2β du champ de dent limité par BC_1DEF_1 , fig. 12, atteint 105° en nombre rond.

Comme, de prime abord, les expériences s'étendaient à deux commandes différant seulement au point de vue de l'inclinaison, on avait pris des précautions en vue de pouvoir

¹ Le conducteur de travaux de l'Etat, H. Kübler, s'est habilement occupé de la préparation et de l'exécution de ces expériences.

contrôler les résultats obtenus au moyen d'une comparaison réciproque ; mais alors il fallait aussi admettre que pour le même nombre de tours des arbres de vis et les mêmes travaux de frottement, on obtiendrait des différences au point de vue de la dispersion de la chaleur à distance des endroits où elle se produirait, parce que la vis à deux filets imprime à la roue une vitesse angulaire double de celle que donne la vis à simple filet, et parce que les corps de filets à inclinaison différente devaient donner lieu à des mouvements différents de la matière lubrifiante contenue dans le réservoir d'huile.

Conformément aux figures 13 à 15, la commande est enfermée dans une boîte ayant, de chaque côté de la vis, des ouvertures de 280 mm de largeur et 130 mm de hauteur. Devant ces ouvertures étaient fixées, pendant les expériences des plaques de verre à glaces de 5 mm d'épaisseur. Quelques expériences ont été faites, à plusieurs reprises, après substitution de plaques en tôle aux plaques de verre ; mais on n'a observé alors aucune modification importante dans le développement de la température. Au sommet de la boîte est pratiquée en outre une ouverture destinée à l'observation des dents et à l'introduction de l'huile.

Primitivement on avait l'intention d'accoupler directement l'arbre à vis sans fin à l'arbre d'un électromoteur ; mais ce projet ne put être mis à exécution et l'on dut employer des courroies dont les poulies furent calées sur l'extrémité saillante des arbres à vis sans fin. Il en résulta, pour le coussinet voisin de la poulie, des conditions très défavorables.

La force qui agissait dans la direction de l'axe des vis¹ était supportée par un coussinet à billes, celle dirigée suivant l'axe de la roue par un pivot plat de 30 mm de diamètre.

On introduisait assez d'huile pour que son niveau atteignît l'arbre des vis. Avec le réservoir ainsi rempli on est parvenu aussi, pendant toutes les expériences, à graisser largement les dents de la roue.

Les dents des roues, lors de la livraison, présentaient les tailles brutes de la fraise, fig. 16 ; il fallut donc les rectifier ; dans ce but, je fis fonctionner la commande sous une charge convenable, après avoir abondamment rempli le réservoir avec de l'huile ordinaire à machines. On obtient ainsi, en très peu de temps, le rodage des dents ; mais comme il suffit de quelques minutes pour que la provision d'huile se remplisse de poudre de bronze, ce qui expose au danger d'introduction de fines limailles entre les coussinets et les tourillons de l'arbre à vis sans fin, il est nécessaire d'arrêter au bout de 8 à 10 minutes (quand l'arbre à vis sans fin fait environ 1000 tours à la minute), pour renouveler la provision d'huile. Il faut toutefois, au préalable, enlever l'arbre à vis et en nettoyer les tourillons et les coussinets. Les dents sont rectifiées quand les surfaces rodées de leurs flancs correspondent au champ d'engrènement représenté sur la figure 7, ce dont il est facile de s'assurer. Trois doses d'huile ont suffi pour roder les dents.

Cela fait, les dents furent soigneusement débarrassées de la bavure qui s'était formée sur les bords et l'on fit fonctionner à charge la transmission avec de l'huile minérale visqueuse (on se servit d'une huile minérale à cylindre, d'aspect brun foncé, désignée sous le nom de *star oil*, les flancs de dents en prise se polirent alors graduellement). La transmission avec vis à deux filets ainsi préparée fut soumise aux essais. Lorsque je me disposai à essayer la transmission à un seul filet, je me trouvai encore en présence des conditions en raison desquelles j'avais traité l'autre transmission de la manière que je viens de décrire. Cela explique la négligence apportée à vérifier à plusieurs reprises les tourillons et les coussinets lors du rodage de cette première transmission et c'est à cette circonstance qu'il faut attribuer le fort grippement produit par la limaille sur ces deux

¹ Sur la figure 13, on voit que le filet de vis est à gauche, tandis que les vis exécutées avaient leur pas à droite ; il ne faut donc pas se baser, pour la forme des flancs de dents, sur cette figure mais plutôt sur la figure 1.

organes, qui s'échauffaient facilement, même après avoir été ultérieurement rectifiées.

Le travail employé fut mesuré à l'aide d'un dynamomètre de Fischinger. Le travail dépensé par le dynamomètre fut mesuré, à son tour, d'après les résultats d'expériences exécutées en marchant à vide, et porté en déduction. Le travail disponible sur l'arbre de la roue fut déterminé au frein.

On a considéré comme rendement le rapport du travail mesuré au frein au travail déterminé au moyen du dynamomètre.

La température de l'huile dans l'auge était déterminée, au début, pour plusieurs endroits situés près de la périphérie des vis. Ces résultats n'ayant pas donné de différences notables, je me contentai ensuite d'un seul thermomètre.

Dans le plus grand nombre des expériences, la charge du frein et le nombre de tours, et, par conséquent aussi, le rendement au frein furent maintenus à une élévation constante, en même temps on mesurait, à des intervalles de quelques minutes, la charge de la balance dynamométrique pendant son fonctionnement et l'on opérait la lecture sur le thermomètre. La plupart des expériences furent continuées jusqu'à ce que la température se fut élevée à 80° C. Cette température, toutefois, n'est aucunement celle qui correspond à l'état de constance et qui, en réalité, n'a pas été atteinte, bien que certaines expériences eussent été prolongées au delà de trois heures. Toutefois on est arrivé, dans ces longues expériences de température, tout près de l'état de constance. La température montait alors si lentement, en dernier lieu, qu'il a paru inutile de pousser plus loin l'expérience. Quand le travail correspond à une durée de fonctionnement assez longue, la température à l'état de constance doit, le plus souvent, être notablement inférieure à 80° C. Les expériences à ce sujet se sont, en conséquence, terminées aussi à une température inférieure.

Les résultats d'une expérience de ce genre ont été représentés graphiquement :

1. Sur la courbe de température, dont les abscisses indiquent les temps et les ordonnées les températures de l'huile.

2. Sur la série de points du rendement qui montre comment ce rendement dépend de la température de l'huile. Comme le rendement est influencé, non seulement par le frottement de la vis mais par celui des coussinets, la connexité ne peut s'exprimer bien nettement.

Les courbes de température ont au moins autant d'importance que celles de rendement, puisqu'elles permettent d'indiquer le travail que l'appareil peut transmettre dans des conditions variées, sans qu'il se produise d'échauffement inadmissible.

Les figures 17, 18, 19 et 20 représentent des lignes de ce genre ¹.

Les figures 17 et 19 montrent que le *rendement dépend, dans une mesure importante, de la température de la réserve d'huile*. Pour des pressions de dents faibles et moyennes, le rendement augmente jusqu'à une certaine limite à mesure que la température de l'huile augmente ; pour de très grandes charges, au contraire, le rendement diminue quand la température de l'huile s'élève. Ce résultat peut aussi s'exprimer ainsi : La température de la provision d'huile à laquelle on obtient le rendement le plus favorable est d'autant plus élevée que la pression sur la dent est moindre.

¹ Les séries de points du rendement pour la vis à un filet présentent les mêmes lois que les tracés linéaires figurés. Les rendements les plus grands atteignent environ 0,85 fois les valeurs les plus élevées que l'on ait obtenues pour les vis à deux filets. Ils restent donc en deçà des valeurs sur lesquelles on pouvait compter d'après les résultats obtenus de ces dernières vis. On peut supposer que la différence, défavorable en somme à la vis à un filet, doit être attribuée à l'état mentionné ci-dessus des coussinets, mais cela n'est pas établi.

Ce phénomène a été établi pour tous les nombres de tours avec lesquels on a opéré — ils atteignent de 150 à 1500.

Si l'on veut donner une idée claire de la *dépendance qui existe entre la pression sur la dent et le rendement*, il faut se baser sur une température déterminée de l'huile. Elle atteint, pour les graphiques de la figure 21, 60° C. Les abscisses des diverses courbes représentent les pressions des dents, les ordonnées les rendements. Sur chaque courbe est indiqué le nombre de tours de l'arbre de la vis.

On peut déduire de la figure l'*influence exercée par le nombre de tours de l'arbre de la vis ou par la vitesse de glissement sur le rendement*. Si l'on néglige les petites pressions de dents, pour lesquelles les courbes tracées sur $n = 150$ et $n = 352$ suivent un trajet douteux, on trouve que *pour 60° de température de l'huile, dans les limites de 350 et 1500 (en nombre rond 1,5 et 6,5 m. de vitesse de glissement), le nombre de tours a très peu d'influence sur le rendement*. Le tracé pour $n = 352$ reste encore à la hauteur du maximum de rendement. Si le nombre de tours s'abaisse notablement au-dessous de 350, le rendement diminue sans doute aussi ; mais, cependant, il ne s'abaisse que de 4 à 5 pour cent pour $n = 150$.

Les courbes de température, dont celles relatives à $n = 352$ et $n = 542$ sont représentées sur les figures 18 et 20, *servent à trouver la valeur k de la formule 537*.

Il est facile de déduire, de chacune des courbes de température, le temps qui s'écoule entre la mise en train et l'instant où l'huile atteint une certaine température, 60° C., par exemple. On peut ensuite, à l'aide de ces temps, trouver pour des nombres de tours différents pour quel travail utile N on atteint la température de 60° C. au bout de 15, 30 ou 45 minutes de temps de fonctionnement. On obtient aussi le travail admissible pour une marche prolongée et un maximum de température de l'huile égal à 60° C. Les valeurs k s'obtiennent ensuite, d'après la formule 537, au moyen de $N : m t^2$.

On reproche à ce procédé, basé sur les temps, que les courbes de température ne partent pas de la température primitive de l'huile et, en outre, que le trajet de ces courbes jusqu'à 40° C. et même 55° C. dépend, dans une mesure notable, de la température primitive de la transmission, y compris son bâti. Si l'on exécute une expérience, avant midi, et si on la recommence dans l'après-midi à la même température extérieure, et après que l'huile contenue dans l'auge s'est refroidie de 25° C., peut-être, on trouve que dans l'après-midi la température augmente d'abord plus rapidement que le matin, dans les mêmes conditions de température extérieure. C'est seulement à des températures plus élevées que se produit la concordance des deux courbes. Il a fallu tenir compte de cette circonstance parce que l'on a eu l'occasion, à certains jours, d'exécuter deux expériences. Si les courbes de température ne partent pas de la température que possédait l'huile au moment de la mise en train, cela dépend du serrage des mâchoires du frein. La température originelle des courbes correspond à la première lecture opérée après la mise en jeu des balances du frein et du dynamomètre. L'auteur s'est abstenu, pour ces raisons, de déterminer k d'après les temps indiqués.

On est conduit à une autre méthode si l'on considère que le fonctionnement durable de la transmission est seulement possible si l'état de constance se produit à une température déterminée et encore admissible de l'huile, à 60° C., par exemple. En ce qui concerne la courbe de température, cela signifie que l'inclinaison de cette courbe doit alors être égale à zéro pour l'ordonnée 60°. Cela suggère l'idée de procéder de l'inclinaison que présentent les courbes de température par rapport à l'ordonnée correspondant à une température déterminée, dont l'élévation a été mesurée. On a choisi le point 60° C. Pour être indépendant de l'échelle de la figure, on a pris comme inclinaison l'accroissement de

température existant à 60° et rapporté à l'heure. Sauf que ces changements de température sont substitués aux temps, le procédé de détermination de k est tel que celui donné ci-dessus.

Les figures 22 et 23 montrent que *pour des rendements égaux au frein et, par conséquent, pour des travaux de frottement presque égaux, les courbes de température s'élèvent d'autant plus vite que les nombres de tours sont moindres*. Ce fait s'explique de la manière suivante: Si la roue fait 100 tours par minute l'huile introduite est lancée autour d'elle dans toute l'enveloppe de la transmission, il en résulte un échauffement presque uniforme de cette enveloppe et presque toute la surface de l'enveloppe participe vivement à la diffusion de la chaleur. Si, au contraire, la roue ne fait que 20 ou même 10 tours par minute, il n'y a pas de projections d'huile. La moitié supérieure de l'enveloppe des engrenages ne s'échauffe alors qu'avec une lenteur extrême et la perte de chaleur n'est due, en somme, qu'à la paroi de l'aube dans laquelle la vis maintient l'huile en mouvement.

Les expériences fournissent donc pour k des valeurs d'autant plus élevées que le nombre de tours de la roue est plus grand. Or, comme la vis à double filet imprime à la roue, pour des nombres de tours égaux de l'arbre de commande, une vitesse double de celle produite par la vis à un seul filet, *les expériences devaient fournir aussi, pour la commande par vis à deux filets, des valeurs de k supérieures à celles que donne la vis à un seul filet*. C'est ainsi que les choses se passent, comme le montrent les indications suivantes. Avec des roues de diamètres différents, il n'y a pas à comparer les nombres de tours, mais plutôt à tenir compte, pour la projection de l'huile, de l'accélération normale $\frac{v^2}{R}$

de l'huile entraînée par la roue. Il va sans dire qu'avec des valeurs de $\frac{v^2}{R}$ pour lesquelles il se produit de fortes projections de l'huile, le diamètre de la roue a aussi de l'influence sur k , puisque les grandes roues exigent des enveloppes plus vastes et présentent, conséquemment, des surfaces de refroidissement, plus grandes. Il est vrai que cette connexité entre les dimensions de la transmission et la surface de refroidissement n'existe pas nécessairement, puisque l'on peut donner à des transmissions identiques des surfaces de refroidissement plus ou moins grandes; mais elle existe ordinairement, parce que l'on adopte, pour l'enveloppe, la forme la plus simple. Si de l'air vivement agité lèche l'enveloppe, ou si l'on arrose celle-ci avec de l'eau froide, le refroidissement plus efficace de l'huile permet aussi d'obtenir k plus grand que dans des conditions ordinaires. Il existe aussi des influences dont il est tenu compte dans le développement de la formule 537 en ces termes: T_s (et par conséquent aussi k), ne doit pas dépasser une certaine valeur dépendant des circonstances qui influent sur la diffusion de la chaleur en dehors des endroits où elle se produit.

Avec les transmissions essayées on a obtenu, pour le coefficient k de la formule 537, les valeurs suivantes:

$$\text{Valeurs de } k = \frac{N}{m t^2}.$$

Tours par minute	La température de l'huile à graisser atteint 60° C. après une durée moyenne de marche égale à					
	15 minutes Vis		30 minutes Vis		45 minutes Vis	
	à un filet	à deux filets	à un filet	à deux filets	à un filet	à deux filets
352	0,35	0,40	0,26	0,35	0,19	0,26
542	0,45	0,50	0,35	0,41	0,26	0,31
745	0,49	0,55	0,42	0,48	0,29	0,34
991	0,51	0,60	0,45	0,54	0,33	0,36
1476	0,52	0,63	0,46	0,57	0,34	0,37

Si, pendant un fonctionnement prolongé, la température de l'huile à graisser ne doit pas dépasser notablement 60° C., on doit seulement poser k égal à 0,8 des valeurs obtenues pour une durée de marche égale à 45 minutes.

2° Rapport.

Expériences avec une transmission par vis sans fin en fonte.

On a fait fonctionner la roue et la vis sans fin avec les dents et le filet à l'état brut, on a observé la manière dont ces pièces se comportaient pendant le rodage et après avoir obtenu, tant sur le filet de la vis que sur les dents de la roue, des surfaces de pression presque parfaites, on a exécuté des expériences relatives à la charge admissible, au rendement et à l'échauffement.

La vis sans fin est à un seul filet et ses dimensions sont :

Diamètre extérieur.	95 mm
» du noyau	60 »
Pas.	$t = 8\pi = 25,13$ »
Inclinaison moyenne	$\operatorname{tg} \alpha = 8\pi : 80\pi = 0,1$ »
Angle moyen d'inclinaison	$\alpha = 5^{\circ} 42' 38''$
Longueur.	150 mm (= 6 t) ¹ .

Le filet a la section usuelle, de forme trapézoïdale.

Comme les autres roues qui ont servi à mes expériences, la roue employée avec la vis ci-dessus a 30 dents. Le diamètre du cylindre primitif est, par conséquent, 240 mm. Le champ des dents forme un secteur dont l'angle au centre est de 88°, il a 17 mm de hauteur et, au fond, une largeur $\pi 50 \frac{88}{180} = 77$ mm. La roue est montée à la presse sur son arbre.

L'arbre de la vis a 35 mm de diamètre, il tourne dans deux coussinets à bagues de graissage, il est relié, par un accouplement à croisillon, à un arbre supplémentaire qui porte la poulie. On a évité ainsi de charger l'arbre d'une manière aussi défavorable que dans les expériences précédemment effectuées.

L'enveloppe est, en somme, la reproduction de celle précédemment construite (pl. 2 du texte, fig. 13 à 15). Elle a comme elle, de chaque côté de la vis, des ouvertures de 220 mm de largeur et 110 mm de hauteur, où l'on a placé des glaces de 8 mm d'épaisseur.

Le coussinet à billes, représenté sur la figure 13 du premier rapport, a été employé de

¹ 5,5 $t = \approx 140$ mm se sont trouvés suffisants.

nouveau comme point d'appui de la vis sans fin; il avait supporté, lors des premières expériences, des charges atteignant 2000 kg, à 350 tours à la minute.

L'arbre de la roue est pourvu d'un collet qui supporte la pression agissant, dans le sens de l'axe, sur les coquilles du coussinet voisin.

La plus petite vitesse imprimée à la vis sans fin, dans les expériences, a été de 50 tours à la minute et la plus grande vitesse a été d'environ 1000 tours. Des vitesses moindres offrent seulement, au point de vue du rendement, un intérêt que les résultats d'expériences déjà connus satisfont d'ailleurs assez bien. Des vitesses plus grandes n'ont pas d'importance réelle parce que la sécurité du fonctionnement laisse alors à désirer même, quand la charge est modérée.

Pour une transmission à l'état brut, on substitue le rodage à l'ajustage. Or, comme les

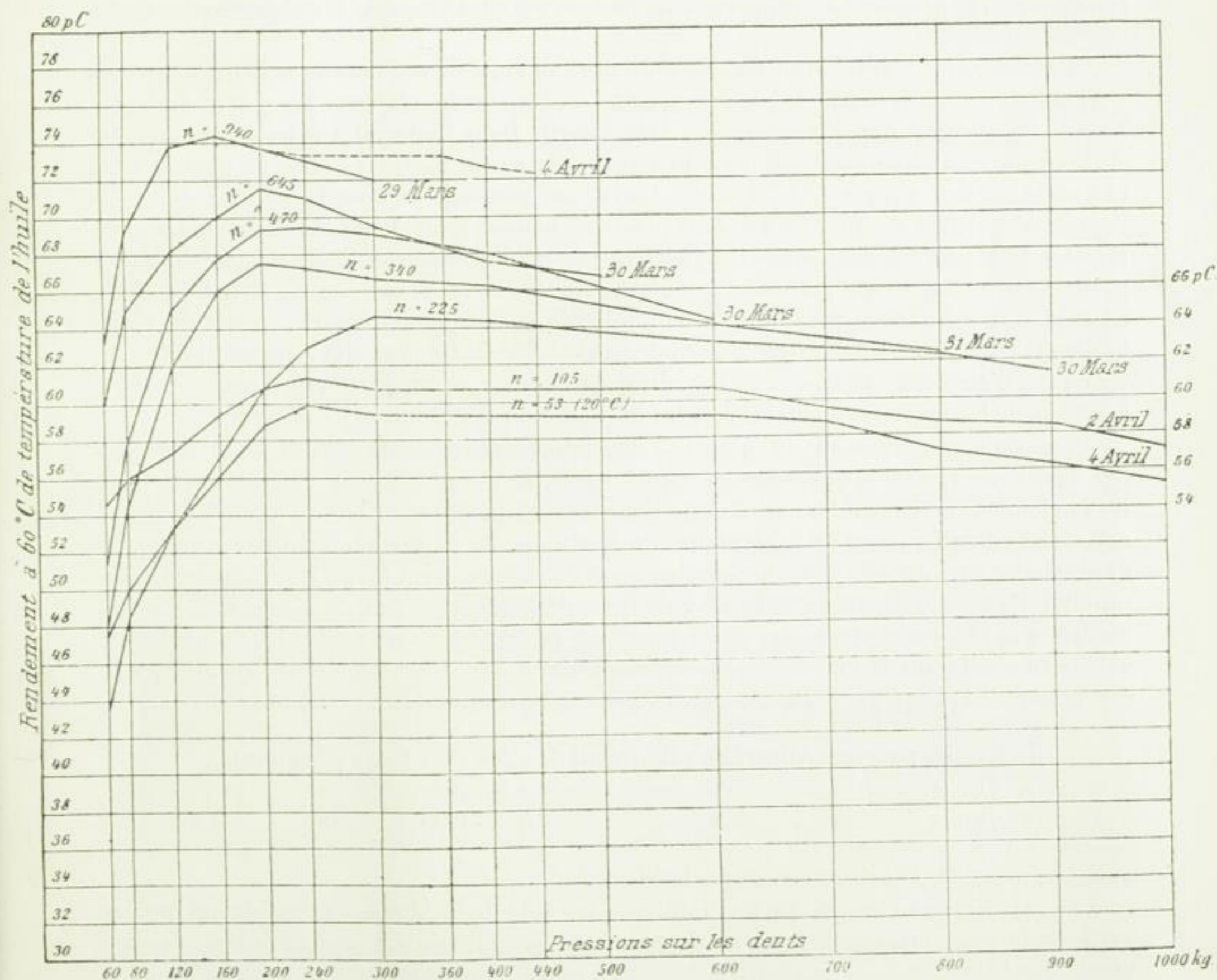


Fig. 24.

conditions dans lesquelles le rodage doit s'opérer ne sont pas les causes qui exercent le moins d'influence sur la possibilité d'utiliser une transmission de ce genre, il est important

d'apprendre à connaître les conditions dans lesquelles on peut exécuter ce rodage de la manière la plus avantageuse.

Les résultats d'expériences exécutées à ce point de vue montrent que l'adaptation des surfaces de glissement de la transmission acquiert son maximum de rapidité à de grandes vitesses — 3 à 4^m —, tandis que l'on obtient les surfaces les plus lisses et les plus compactes en modérant la vitesse et en augmentant graduellement la charge jusqu'aux environs du point où les dents commencent à gripper.

Même après avoir donné aux surfaces de glissement du poli et du brillant sur toute la largeur des dents, on a constaté pendant plusieurs semaines et jusqu'à la fin des expériences un accroissement constant du rendement et des maximums de charge. Les expériences ont surtout démontré que pour une forte charge longtemps prolongée et une vitesse modérée, le rendement s'élève pour les grandes pressions sur les dents, en donnant à la transmission la propriété de supporter, même à de grandes vitesses, des charges plus fortes que précédemment.

Rendement. Le graphique, fig. 24, renseigne au sujet de ces dernières indications. Les rendements, pour $n = 940$ tours par minute de l'arbre de vis sans fin y sont indiqués d'après les résultats obtenus le 29 mars et le 4 avril. Dans l'intervalle se trouvent toutes les autres expériences dont les résultats sont représentés sur la figure. Comme on peut le voir, la transmission a supporté, à 53 et 105 tours une pression de 1000 kg sur les dents, et j'ajouterais qu'elle l'a supportée pendant plusieurs heures. Sans doute on a aussi obtenu, en répétant plus tard les expériences à 645 tours par minute, une courbe de rendement qui, à partir du sommet, tombe moins brusquement que celle du 30 mars. Plus le rodage de la transmission est parfait, plus la branche tombante de la ligne de rendement suit un trajet horizontal, pour une température de l'huile égale à 60° C., et plus elle s'abaisse lentement vers l'axe d'abscisse; le caractère des diverses courbes se rapproche davantage de celui trouvé pour la transmission en acier et bronze (pl. 3 du texte, fig. 21).

Toutefois une différence qui n'est pas sans importance consiste dans la position respective des courbes. Tandis que, dans les expériences avec les transmissions en acier et bronze, les rendements arrivent à leur maximum pour une température de l'huile égale à 60° C. et une vitesse de glissement de 1,5 à 2^m (350 à 550 tours de la vis sans fin par minute), et diminuent d'environ 2% pour un accroissement de vitesse allant jusqu'à 4^m (900 tours à la minute), ils s'élèvent continuellement dans les expériences avec la transmission en fonte, à mesure que la vitesse augmente, et ne semblent pas avoir encore atteint leur plus grande valeur au maximum de vitesse des expériences, égal à 4^m. C'est ainsi, par exemple, que ces valeurs les plus élevées du rendement, pour la transmission en fonte, ont été

de 67,5 %	pour une vitesse de glissement de 1,5 ^m	(360 tours par minute),
» 71 »	» 2,5	(600 »),
» 74 »	» 4	(950 »).

avec une pression d'environ 200 kg sur les dents.

Je m'explique en grande partie l'influence variable de la vitesse en considérant que les surfaces de glissement de la transmission en fonte étaient loin d'être aussi belles et polies que celles de la transmission en acier et bronze, ce qui implique aussi une différence dans les coefficients de frottement¹. Le rendement diminue aussi pour la transmission la moins

¹ Voir les détails plus complets contenus dans la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1898, p. 1156 et suivantes.

rodée, même pour une charge inférieure à celle de la transmission la mieux polie, et la charge admissible est moindre pour la première que pour la dernière de ces transmissions, elle est d'ailleurs, pour une seule et même transmission, d'autant moindre que la vitesse est plus grande.

Les séries d'expériences montrant comment le rendement dépend de la température de l'huile n'ont été exécutées, aux différentes vitesses, qu'avec les charges les plus élevées, ce qui était le seul moyen d'obtenir de hautes températures. On a trouvé, conformément aux précédents résultats, que le rendement à ces maximums de charge diminue quand la température augmente ; la diminution est, le plus souvent, de 2 à 3 %.

Charge admissible, au point de vue de la résistance et de l'usure. D'après la formule 536 a, l'effort admissible dans des conditions normales ne sera pas dépassé si l'on pose, pour la fonte :

$$P = 25 b_1 t.$$

Dans le cas dont nous nous occupons, $b_1 = 7,7 \text{ cm}$, $t = 2,51 \text{ cm}$ et $25 b_1 t = 480 \text{ kg}$. Pendant les expériences, la transmission a fonctionné à plusieurs reprises et pendant longtemps avec une pression de 1000 kg sur la denture.

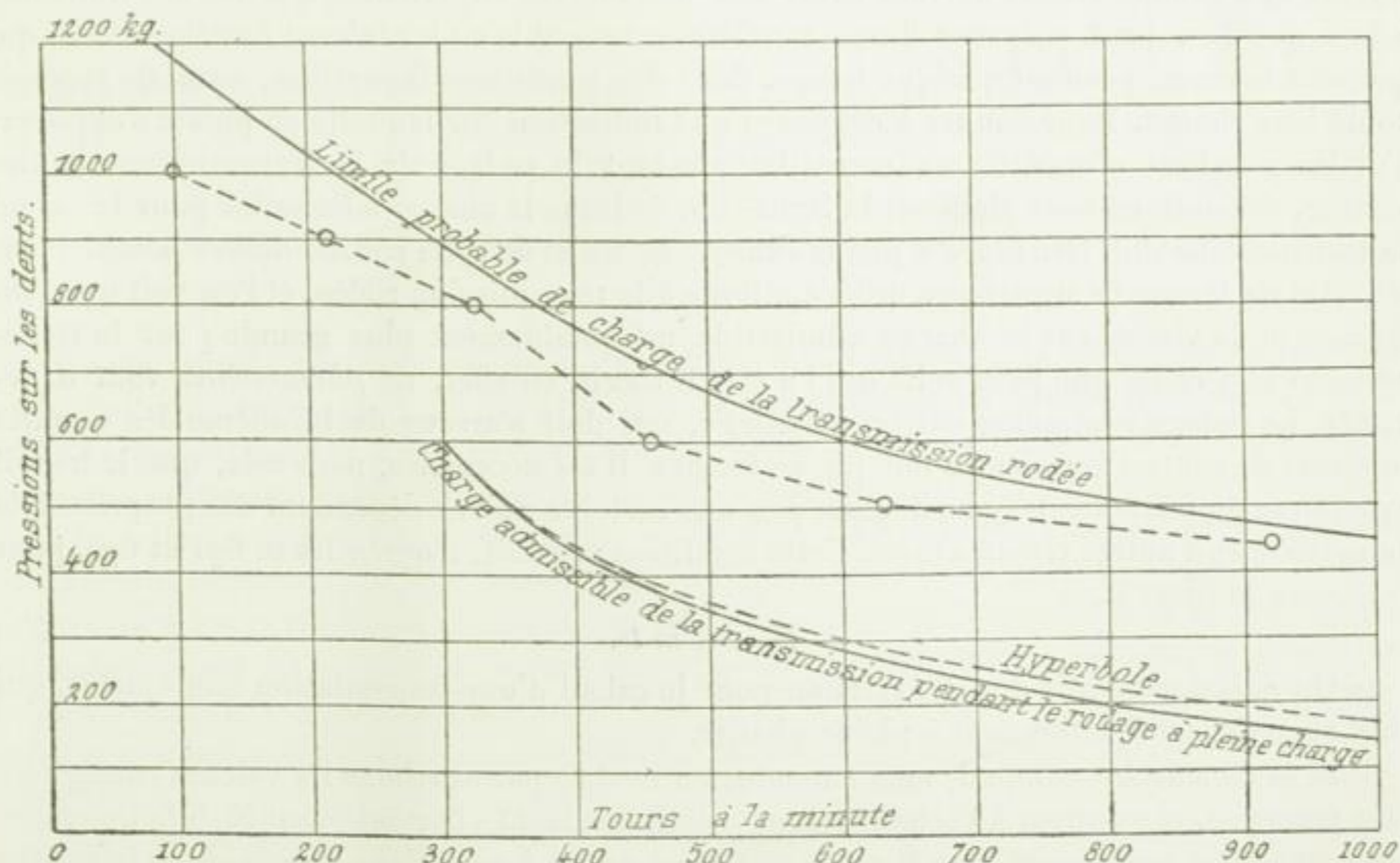


Fig. 25.

Tandis qu'il n'y a guère à se préoccuper de la pression avec les transmissions acier et bronze, cette pression détermine fréquemment les dimensions des transmissions en fonte à marche rapide.

D'après le graphique, fig. 24, on peut voir sous quelles charges la transmission peut encore fonctionner sans difficulté, pour des nombres de tours variés. Le maximum de pression sur les dents a atteint :

pour 920 630 455 325 218 100 tours par minute ¹,
 correspondant à :
 3,87 2,64 1,91 1,37 0,92 0,42^m de vitesse de glissement,
 pour le maximum de pression sur la dent :
 440 500 600 800 900 1000 kg.

Comme la pression sur les dents n'augmentait pas jusqu'à production de l'usure, les efforts n'indiquent pas encore les charges limites. Pourtant, la pression sur les dents notée pour 920 tours doit être assez voisine de la limite.

La ligne pointillée de la figure 25 a été obtenue en portant sur cette figure les nombres de tours exécutés, comme abscisses et les plus grandes pressions correspondantes comme ordonnées, après quoi les points terminaux ont été reliés par des lignes droites. La ligne tracée en trait plein au-dessus de la précédente donne, pour des nombres de tours quelconques, les charges limites probables (auxquelles il faudrait prévoir un grippement des surfaces de glissement). On voit, d'après cette courbe, que la transmission rodée supporte jusqu'à près de 800 tours par minute (3,4^m de vitesse de glissement) toute la charge de 480 kg.

Si, cependant, on avait fait tourner la transmission, telle que le fournisseur l'avait livrée, à 800 tours et 480 kg de pression, elle ne se serait pas rodée et l'usure aurait abouti à la destruction complète du filet de vis. Les transmissions qui doivent être rodées à pleine charge et à grande vitesse doivent avoir des dimensions supérieures à celles des transmissions que l'on peut préparer d'une manière convenable en les faisant fonctionner ou qui peuvent tourner, pendant quelque temps, dans des conditions favorables, avant de recevoir toute leur charge. Pour donner à cet égard une indication sur laquelle on puisse s'appuyer, j'ai les résultats d'expériences recueillis pendant le rodage de la transmission; l'autre courbe, dessinée en trait plein sur la figure 25, indique la charge admissible pour le cas où la transmission doit être rodée à pleine charge. Le trajet de cette courbe diffère notablement de celui de la courbe supérieure qui s'applique à la transmission rodée, et l'on voit que l'influence de la vitesse sur la charge admissible est notablement plus grande pour la transmission non rodée que pour celle qui l'a été. Il s'agit, en effet, de *phénomènes tout différents*. Le rodage commence par un émouillage, qui doit s'arrêter de lui-même dès que des surfaces de contact suffisantes ont pu se former. Il est nécessaire, pour cela, que le travail spécifique de frottement T_f ne dépasse pas une certaine valeur dépendant des propriétés de la matière et d'autres circonstances. Cette condition conduit, d'après les p. 691 et 692, pour une vis à m filets à :

$$N = k m t^2.$$

On doit donc partir de cette relation pour le calcul d'une transmission non ajustée, qui doit se roder en fonctionnant à pleine charge.

Si le facteur k — auquel, bien entendu, on ne doit pas attribuer les valeurs consignées à la page 700, et relatives à l'échauffement — était invariable, le rendement N de la transmission ainsi, par conséquent, que Pn seraient aussi égaux à une valeur invariable, et la courbe qui exprime la relation entre la charge admissible et le nombre de tours serait une hyperbole équilatère. En réalité k ne sera pas tout à fait invariable; mais en tous cas mes expériences à ce sujet montrent que, pour l'étendue de courbe considérée, l'écart n'est pas assez important pour ne pas pouvoir être négligé dans la pratique. Pour la courbe inférieure de la figure 25, on a $Pn = 180\ 000$ à $150\ 000$. On obtient donc, d'après :

¹ Les nombres de tours indiqués sont inférieurs à ceux de la figure 24, cela tient à ce que le nombre de tours a un peu diminué lorsque la charge augmentait et que le tracé indique les valeurs moyennes.

$$N = \frac{P m t n}{75 \cdot 60 \cdot 100}$$

$$= 1 \text{ à } 0,84 \text{ cheval}$$

et

$$k = 0,158 \text{ à } 0,133,$$

en moyenne,

$$k = 0,15,$$

et par conséquent :

$$N = 0,15 m t^2.$$

Le nombre de tours n_1 au-dessous duquel la formule $P = 25 b_1 t$ ou, en général, $P = k_1 b_1 t$ donne le minimum de charge, et dont on doit par conséquent faire usage, s'obtient au moyen de :

$$\frac{k_1 b_1 t m t n_1}{75 \cdot 60 \cdot 100} = k m t^2$$

il est :

$$n_1 = \frac{450\,000 k}{k_1 b_1} \quad (538)$$

Avec $k = 15$ et $k_1 = 25$ (fonte), on a :

$$n_1 = \frac{2700}{b_1} \quad (538 a)$$

Pour la transmission employée dans les expériences on a, à cause de $b_1 = 7,7 \text{ cm}$,

$$n_1 = 350.$$

Tandis que la courbe supérieure de la figure 25, relative à la transmission rodée, a aussi de l'importance pour une transmission en fonte *ajustée*, la courbe inférieure, c'est-à-dire l'expression $0,15 m t^2$ fournit toujours des rendements trop faibles. En tous cas, même pour ces transmissions, il convient de faire une différence entre celles qui ont été rodées dont les surfaces sont compactes et polies — et celles qui ne l'ont pas été. Je ne pourrais aucunement recommander les transmissions en fonte non rodées pour les grandes vitesses (d'environ $2,5^m$ et au-dessus), mais les transmissions acier et bronze offrent de meilleures garanties contre les insuccès. *Quand la vitesse de glissement est grande, la précision aussi grande que possible de la forme, le poli et la compacité des surfaces de glissement ont aussi une importance considérable au point de vue de la sécurité du fonctionnement.*

Lors de la mise en train d'une transmission non ajustée, il importe que l'usure se répartisse assez vite, sur les flancs de dents, pour que les surfaces pressées aient une étendue suffisante avant que le filet de vis — pour lequel le travail de frottement est bien supérieur à celui des flancs de dents — soit beaucoup affaibli par l'usure. Il faut, en conséquence, que la matière de la vis sans fin offre plus de résistance à l'usure que celle des dents de la roue.

Charge admissible eu égard à l'échauffement. D'après la formule 537, le rendement correspondant est :

$$N = k m t^2.$$

Mais comme, en tous cas, on doit avoir $P \leq k_1 b_1 t$, on ne peut faire usage de la formule 537 que si l'on a :

$$n \geq \frac{450\,000 k}{k_1 b_1}$$

Pour la transmission expérimentée avec $b_1 = 7,7$, on obtient le terme de droite égal à $58\,442 \frac{k}{k_1}$.

Si, à défaut d'expériences ultérieures, on applique à la transmission en fonte les valeurs de k trouvées pour la transmission acier et bronze et signalées page 700, on obtient, par exemple, pour le cas où la température de l'huile peut monter à 60°C . en 45 minutes, avec $k = 0,29$ et $k_1 = 25$:

$$\frac{450\,000 k}{k_1 b_1} = 680.$$

Toutefois, avec un nombre de tours aussi grand et en tenant compte de la pression admissible, $k_1 = 25$ serait déjà très élevé même pour la transmission rodée. Si l'on adopte $k_1 = 20$ et $k = 0,32$, on trouve que le nombre de tours au-dessus duquel il convient d'employer la formule $N = k m t^2$ est de 930. D'après cela il n'y a pour ainsi dire pas à se préoccuper, ni surtout à s'inquiéter de l'échauffement dans les expériences avec la transmission en fonte.

Cette conclusion, basée sur les résultats des expériences antérieures, s'est trouvée complètement justifiée. Les expériences qui en ont fourni la confirmation ont été exécutées avec les maxima de charge et ont montré, en général, que la formule $N = k m t^2$, avec les valeurs de k précédemment trouvées, concorde d'une manière satisfaisante avec les résultats obtenus. Comme les coefficients de frottement sont plus grands pour la transmission en fonte que pour celle en acier et bronze, on devrait compter pour la première sur des valeurs moindres de k si, d'autre part, la longueur de l'auge de la vis et la largeur de l'enveloppe des coussinets ne fournissaient pas une surface de refroidissement supérieure à celle qui correspond au rapport des dimensions des deux transmissions. La concordance parle aussi en faveur de l'utilité de la formule $N = k m t^2$ au point de vue de l'influence qu'elle indique pour le pas t .

Coefficients de frottement. Bien que la détermination du rendement total de la transmission, y compris les frottements dans les coussinets et la résistance occasionnée par l'huile qui se trouve dans l'auge de la vis, puisse suffire aux nécessités pratiques les plus urgentes, j'ai dû m'imposer en outre le soin de trouver les coefficients μ du frottement $\varphi P \mu$, p. 693, entre la vis et la roue, avec l'approximation que l'on peut atteindre sans dépenser un temps d'une longueur désagréable. Si l'on fait abstraction des faibles pressions sur les dents, bien inférieures à la pression admissible, on peut négliger le travail de frottement occasionné par l'arbre de la roue (à cause de la faible vitesse de son glissement) et il n'y a pas lieu d'attribuer à la charge une influence notable sur le travail de frottement, quand cette charge est réduite et quand les tourillons de l'arbre de vis sans fin sont abondamment graissés, on peut donc poser pour ce dernier travail celui de la marche à vide de l'arbre de vis sans fin, plus facile à déterminer. En même temps que celui-ci, il s'agissait de mesurer la résistance que trouve la vis dans son bain d'huile et qui, minime il est vrai aux petites vitesses, alors que l'huile adhérente à la surface de la vis est seule entraînée, devient toujours importante aux grandes vitesses, quand l'huile est élevée et projetée. Lors de ces déterminations de mesures, le coussinet à billes tournait en même temps que l'arbre.

Or, comme il n'y avait pas de charge et comme on ne pouvait tenir compte de son influence sur le travail résistant, faute de bases sur lesquelles on pût compter, on a obtenu finalement des valeurs trop élevées pour les coefficients μ de frottement sur les dents.

Comme on devait s'y attendre, on a trouvé que le travail de la vis à vide, quand le nombre de tours est grand, dépend, dans une mesure extrêmement importante, du degré de fluidité de l'huile et, par conséquent aussi, de la température de cette dernière. Cette température a atteint 60° C. dans les essais qui nous ont servi de bases.

Les coefficients de frottement sur les dents ont été finalement calculés au moyen de la relation :

$$T_f = \frac{\varphi \mu}{\sin \alpha} T$$

trouvée page 695, et dans laquelle :

T_f désigne le travail de frottement sur les dents,

T le travail de pression sur les dents,

φ le rapport de la pression normale entre la vis et la roue à la pression sur les dents,

α l'angle d'inclinaison de la vis.

Si η désigne le rendement utile de la transmission sous le seul rapport du travail de frottement sur les dents, on a :

$$\eta = \frac{T}{T + T_f} = \frac{1}{1 + \frac{T_f}{T}} = \frac{1}{1 + \frac{\varphi \mu}{\sin \alpha}}$$

et l'on a aussi, par conséquent :

$$\mu = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \frac{\sin \alpha}{\varphi} \quad (539)$$

Pour la transmission expérimentale on a $\varphi = 1,044$ et $\sin \alpha = 0,0995$, ce qui donne :

$$\mu = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) 0,095.$$

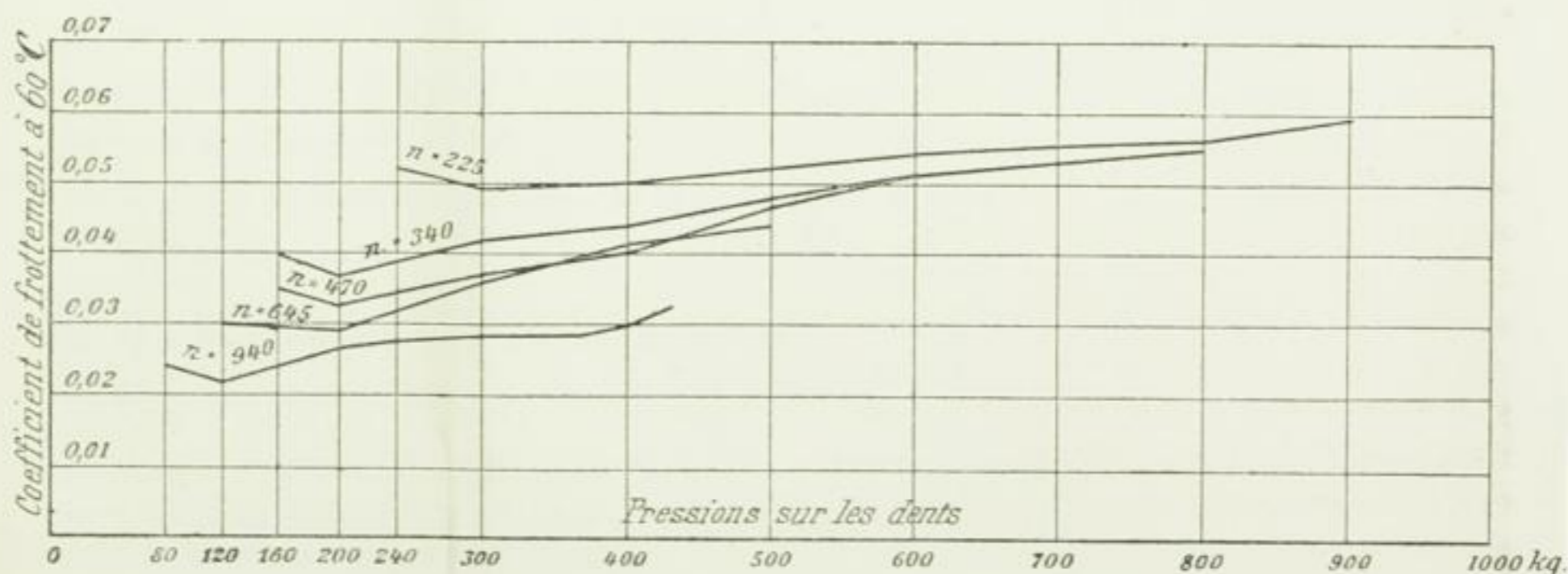


Fig. 26.

Les valeurs ainsi trouvées pour les coefficients de frottement sont réunies sur le graphique, fig. 26, au sujet duquel nous ferons observer que ces valeurs sont un peu trop

fortes parce que le travail de frottement sur les coussinets n'a pas été complètement calculé.

Pour les calculs usuels, on peut surtout tenir compte des valeurs suivantes :

Vitesse de glissement =	0,5 m,	Pression sur les dents =	500 kg ; $\mu =$	0,060,
» » »	1	» » » »	500	: 0,051,
» » »	1,5	» » » »	500	: 0,047,
» » »	2	» » » »	400	: 0,040,
» » »	3	» » » »	250	: 0,030,
» » »	4	» » » »	160	: 0,025.

ERRATA.

Pages

- 19, ligne 14, *au lieu de* 33 1/2, *lire* 33 1/3.
 27, formule 91, *au lieu de* 0,078, *lire* 0,78.
 33, formule 122 a, *au lieu de* 0,05 r, *lire* 0,5 r.
 33, formule 123, *au lieu de* 0,05 r, *lire* 0,5 r.
 37, en bas de la page, *au lieu de* page 2, *lire* page 33.
 43, ligne 22, *au lieu de* 10°, *lire* 180°.
 49, ligne 5 en partant du bas, *au lieu de* in, *lire* en.
 50, ligne 22, *au lieu de* 25 ‰, *lire* 35 ‰.
 54, ligne 16, *au lieu de* Hagen (Wurttemberg), *lire* Hagen (Westphalie).
 54, ligne 8 en partant du bas, *au lieu de* $\psi =$ jusqu'à 20, *lire* $\varphi =$ jusqu'à 20.
 57, ligne 22, *au lieu de* § 4, *lire* § 5.
 69, ligne 4, *au lieu de* p. 163, *lire* p. 62.
 76, ligne 23, *au lieu de* $\varphi = 4 ‰$, *lire* $\varphi = 4 ‰$.
 76, ligne 33, *au lieu de* $\psi = 17,4 ‰$, *lire* $\psi = 17,4 ‰$.
 77, ligne 13 en partant du bas, *au lieu de* 16,7 ‰, *lire* 19,7 ‰.
 77, ligne 10 en partant du bas, *au lieu de* 990, *lire* 970.
 80, ligne 23, *au lieu de* 65, *lire* 6,5.
 86, ligne 2, *au lieu de* technischen, *lire* mechanisch-technischen.
 92, ligne 3, *au lieu de* $\frac{7}{4} D^2 k$, *lire* $\frac{1}{4} D^2 k$.
 92, ligne 4, *au lieu de* $\frac{1}{4} kt$, *lire* $\frac{7}{4} kt$.
 94, ligne 3, *au lieu de* 8,2, *lire* 8,2².
 94, ligne 16, *au lieu de* d^2 , *lire* d_2 .
 94, ligne 29, *au lieu de* 8,2, *lire* 8,2².
 106, ligne 17, *au lieu de* $\frac{1}{2} \left(h = 2 \frac{h}{8} \right)$, *lire* $\frac{1}{2} \left(h - 2 \frac{h}{8} \right)$.
 124, ligne 17, *au lieu de* $\frac{P}{\psi} \frac{s'}{s + s' \frac{\alpha' l'}{\alpha l}}$, *lire* $\frac{P}{\psi} \frac{s'}{s' + s \frac{\alpha' l'}{\alpha l}}$.
 124, ligne 9 en partant du bas, *au lieu de* ψ , *lire* $\frac{1}{\psi}$.
 126, ligne 16, *au lieu de* D^2 , *lire* D_2 .
 126, ligne 20, *au lieu de* $\frac{\pi}{4}$, *lire* $\frac{\pi}{8}$.
 134, ligne 3 en partant du bas, *au lieu de* 25 mm., *lire* 20 mm.
 171, formule 220, *au lieu de* $\left(\frac{s - 0,3}{e_1} \right)$, *lire* $\left(\frac{s - 0,3}{e} \right)$.
 181, ligne 3, *au lieu de* 5 g., *lire* 5 kg.
 183, ligne 5, *au lieu de* formule 231, *lire* formule 221.
 188, ligne 5 en partant du bas, *au lieu de* $\frac{pd}{11000}$, *lire* $\frac{pd}{1100}$.
 193, ligne 10 en partant du bas, *au lieu de* $+\frac{150}{5} -$, *lire* $+\frac{100}{5} -$.
 209, ligne 14 en partant du bas, *au lieu de* ON, *lire* ON₁.
 221, formule III, *au lieu de* = t, *lire* = q.
 230, ligne 1 en partant du bas, *au lieu de* $\varphi + \psi$, *lire* $\varphi + \psi$.
 244, ligne 26, *au lieu de* page 33, *lire* page 12.
 245, ligne 9, *au lieu de* $y - y_1 =$, *lire* $y' - y_1 =$.

- 245, ligne 6 en partant du bas, *au lieu de* 0,657 Pl, *lire* 0,667 Pl.
 263, ligne 4, *au lieu de* = 8,5, *lire* = 3,5.
 265, ligne 16, *au lieu de* Db 1080, *lire* Db = 1080.
 269, formule 257, *au lieu de* $\mu_1 = \frac{\dots}{\dots} = 0,28$, *lire* $\mu_1 = \frac{\dots}{\dots} = 0,28$.
 269, ligne 7 en partant du bas, *au lieu de* a, *lire* α .
 271, ligne 2, *au lieu de* 1897, *lire* 1887.
 271, ligne 11, *au lieu de* fig. 108, *lire* fig. 102.
 276, formule 265, *au lieu de* $S_1 = p \frac{\dots}{\dots}$, *lire* $S_1 = P \frac{\dots}{\dots}$.
 276, ligne 8 en partant du bas, *au lieu de* S =, *lire* $S_1 =$.
 284, formule 288, *au lieu de* $\frac{3 r_1 + s}{3 r_2 + s}$, *lire* $\frac{3 r_1 + s}{3 r_2 + 2 s}$.
 294, ligne 16, *au lieu de* commandée, *lire* de commande.
 295, ligne 22, *au lieu de* figure 287, *lire* formule 287.
 296, ligne 2, *au lieu de* $p_1 = \frac{v^2}{g}$, *lire* $p_1 \frac{v^2}{g}$.
 298, ligne 3, *au lieu de* $l \frac{N}{v}$, *lire* $6 \frac{N}{v}$.
 298, ligne 14, *au lieu de* 8,5, *lire* 3,5.
 310, formules 309 et 310, *au lieu de* $\sqrt{1 - \dots}$, *lire* $\sqrt{1 - \dots}$.
 313, ligne 1, *au lieu de* $(\tau t = \dots)$, *lire* $(\tau t - \dots)$.
 315, ligne 1, *au lieu de* $l s \frac{\dots}{\dots}$, *lire* $l s = \frac{\dots}{\dots}$.
 334, ligne 11 en partant du bas, *au lieu de* $y^2 =$, *lire* $y_2 =$.
 333, ligne 1, *au lieu de* $2 s^0$, *lire* $2 s^0_0$.
 347, formule 347, *au lieu de* $\varphi + \sin \varphi_1 \cos \varphi_1$, *lire* $\varphi_1 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_1$.
 348, ligne 3 en partant du bas, *au lieu de* $\int \cos \varphi^2 d z$, *lire* $\int \cos \varphi_2 d z$.
 360, ligne 14, *au lieu de* 20, *lire* 0,20.
 365, ligne 6, *au lieu de* P l d, *lire* P : l d.
 367, ligne 5 en partant du bas, *au lieu de* $b d <$, *lire* $b d \geq$.
 369, ligne 6 en partant du bas, *au lieu de* 0,5, *lire* 0,05.
 373, ligne 2 en partant du bas, *au lieu de* $P : \frac{\pi}{2} d^2$, *lire* $P : \frac{\pi}{4} d^2$.
 374, ligne 8, *au lieu de* $T_p \leq$, *lire* $T_p \geq$.
 374, formule 377, *au lieu de* $d \leq$, *lire* $d \geq$.
 376, formule 382, *au lieu de* $\frac{\mu P n}{300 T_p}$, *lire* $\frac{\mu P n}{3000 T_p}$.
 379, ligne 10 en partant du bas, *au lieu de* $= k d^2$, *lire* $= k_1 d^2$.
 383, ligne 16 en partant du bas, *au lieu de* $60 l d^2$, *lire* $60 l d_2$.
 386, ligne 14, *au lieu de* cm, *lire* l cm.
 387, formule 396, *au lieu de* y, *lire* y'.
 388, ligne 19 en partant du bas, *au lieu de* $\frac{y}{\beta_1}$, *lire* $\frac{y'}{\beta_1}$.
 393, ligne 5 en partant du bas, *au lieu de* $= d_i^3$, *lire* $= 40 d_i^3$.
 393, ligne 2 en partant du bas, *au lieu de* $\left(a - \frac{b}{2}\right)$, *lire* $\left(a + \frac{b}{2}\right)$.
 396, ligne 6, *au lieu de* $T_l \frac{\dots}{\dots}$, *lire* $T_l = \frac{\dots}{\dots}$.
 396, ligne 8, *au lieu de* $d_2 - d_1 = 204 - 200$, *lire* $d_2 - d_1 = 204 - 200$.
 396, ligne 13, *au lieu de* $M'f = \dots - 350\,000$, *lire* $M'f = \dots = -350\,000$.
 396, ligne 14, *au lieu de* $M''f = \dots - 603\,370$, *lire* $M''f = \dots = 603\,370$.
 397, ligne 13 en partant du bas, *au lieu de* l, *lire* l_3 .
 398, ligne 17 en partant du bas, *au lieu de* 957, *lire* 9257.
 401, ligne 15 en partant du bas, *au lieu de* $\frac{h a}{b h}$, *lire* $\frac{b a}{b h}$.
 403, ligne 13, *au lieu de* l_e , *lire* l_e .
 421, ligne 17 en partant du bas, *au lieu de* 4,5 R b e, *lire* 4,5 n R b e.
 445, ligne 15 en partant du bas, *au lieu de* $\frac{a^4}{2}$, *lire* $\frac{a_4}{2}$.
 460, ligne 3 en partant du bas, *au lieu de* $a = d \sqrt[3]{\dots}$ $d = \sqrt[3]{\dots}$, *lire* $a = d \sqrt{\dots} = d \sqrt[3]{\dots}$.
 479, ligne 1, *au lieu de* 1264, *lire* 473.

- 481, ligne 20 en partant du bas, *au lieu de* p. 1264, *lire* p. 474.
 496, ligne 5, *au lieu de* 336, *lire* 366.
 498, ligne 1, *au lieu de* $e_1 = h = e_2$, *lire* $e_1 = h - e_2$.
 499, ligne 15 en partant du bas, *au lieu de* $= \frac{1+m}{2} bh^3$, *lire* $= \frac{1+m}{2} bh$.
 499, ligne 5 en partant du bas, *au lieu de* $b_1 = \frac{1}{4}$, *lire* $b_1 = \frac{1}{4} b$.
 505, ligne 4 en partant du bas, *au lieu de* Primitivement, *lire* $\hat{=}$ Primitivement.
 507, ligne 10, *au lieu de* $\frac{\pi}{4} (d_2^3 - d^3)$, *lire* $\frac{\pi}{4} (d_1^3 - d^3)$.
 511, ligne 9, *au lieu de* $s + \frac{y^2}{2}$, *lire* $s + \frac{y}{2}$.
 520, ligne 12 en partant du bas, *au lieu de* 350, *lire* 550.
 523, ligne 8 en partant du bas, *au lieu de* P = — — —, *lire* P = — — — 1.
 524, ligne 10 en partant du bas, *au lieu de* P₀ = — . . — 5, *lire* P₀ = — . . . — = 5.
 525, ligne 11, *au lieu de* y =, *lire* y' =.
 530, ligne 6, *au lieu de* $\frac{\pi}{4} () \frac{5}{4} p^0$, *lire* $\frac{\pi}{4} () \frac{5}{4} p_0$.
 534, ligne 18 en partant du bas, *au lieu de* fig. 298, *lire* fig. 268.
 538, ligne 16, *au lieu de* $\cos \psi = \sqrt{1 +}$, *lire* $\cos \psi = \sqrt{1 -}$.
 542, ligne 4 en partant du bas, *au lieu de* ($\varphi - 0$), *lire* ($\varphi = 0$).
 550, ligne 9 en partant du bas, *au lieu de* fig. 397, *lire* fig. 406.
 552, ligne 2 en partant du bas, *au lieu de* m², *lire* m₂.
 553, ligne 5, *au lieu de* figure 207, *lire* figure 407.
 561, ligne 9 en partant du bas, *au lieu de* F_{max} = (.)² r [(.) (.) K₃], *lire* F_{max} = (.)² r [(.) (.) + K₃].
 572, ligne 9, *au lieu de* d² =, *lire* d₂ =.
 573, ligne 5, *au lieu de* $d = 2 \left(\rho + \frac{D_2}{D} + \dots \right) =$, *lire* $d = 2 \left(\rho + \frac{D_2}{2} + s \right) = 2\rho + D_2 + 2s$.
 577, ligne 17 en partant du bas, *au lieu de* formule 388, *lire* p. 371.
 580, ligne 2, *au lieu de* $\frac{3,6 - 2,2}{2}$, *lire* $\frac{3,6 + 2,2}{2}$.
 593, ligne 3, *au lieu de* $\frac{r}{\sqrt{l^2 - r_2}}$, *lire* $\frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}}$.
 601, ligne 15 en partant du bas, *au lieu de* 10,6 mm, *lire* 10,6 cm.
 610, ligne 14, *au lieu de* maximum, *lire* minimum.
 621, ligne 1 en partant du bas, *au lieu de* 3,02, *lire* 2,03.
 626, ligne 19, *au lieu de* e₁, *lire* e₂.
 630, ligne 11 en partant du bas, *au lieu de* fig. 465, *lire* fig. 464.
 640, ligne 1 en partant du bas, *au lieu de* 63, *lire* 633.
 653, ligne 10 en partant du bas, *au lieu de* t₁, *lire* t'.
 658, ligne 6, *au lieu de* 6,9 mm, *lire* 5,5 mm.
 658, ligne 12, *au lieu de* 50, *lire* 60.
 658, ligne 10 en partant du bas, *au lieu de* 65097, *lire* 64097.
 662, ligne 2 en partant du bas, *au lieu de* figure 534 . . . figure 532, *lire* figure 351 . . . figure 352.
 666, ligne 3 en partant du bas, *au lieu de* 1868, *lire* 1898.
 677, ligne 14 en partant du bas, *au lieu de* pl. 32, *lire* pl. 52.
 681, ligne 8 en partant du bas, *au lieu de* $s = \frac{ab}{a+b} \frac{p}{p-k}$, *lire* $s = \frac{ab}{a+b} \frac{p}{k-p}$.
 682, ligne 17 en partant du bas, *au lieu de* pl. 33, *lire* pl. 53.
 684, ligne 25 en partant du bas, *au lieu de* φ , *lire* φ_1 .
 692, ligne 3 en partant du bas, *au lieu de* $\infty \operatorname{tg} \delta$, *lire* P tg δ .
 693, formule 535, *au lieu de* $= \frac{a}{\frac{r}{t} + 0,06}$, *lire* $= \frac{a}{\frac{r}{t} + 0,6}$.
 706, ligne 10, *au lieu de* $\frac{450\,000\,k}{kb_1}$, *lire* $\frac{450\,000\,k}{k_1 b_1}$.



Die Aufgabe ist zu lösen, dass die Funktion $f(x)$ für alle $x \in \mathbb{R}$ die Gleichung $f(x) = f(x+1) + f(x-1)$ erfüllt.

Lösung: Sei $f(x) = a \cdot x^2 + b \cdot x + c$. Dann gilt:

$$a(x+1)^2 + b(x+1) + c = a(x^2 + 2x + 1) + b(x+1) + c = ax^2 + 2ax + a + bx + b + c = ax^2 + (2a+b)x + (a+b+c)$$

$$a(x-1)^2 + b(x-1) + c = a(x^2 - 2x + 1) + b(x-1) + c = ax^2 - 2ax + a + bx - b + c = ax^2 + (-2a+b)x + (a-b+c)$$

$$f(x+1) + f(x-1) = 2ax^2 + (2a+2b)x + (2a+b+c)$$

Es muss gelten: $f(x) = f(x+1) + f(x-1)$, also:

$$ax^2 + bx + c = 2ax^2 + (2a+2b)x + (2a+b+c)$$

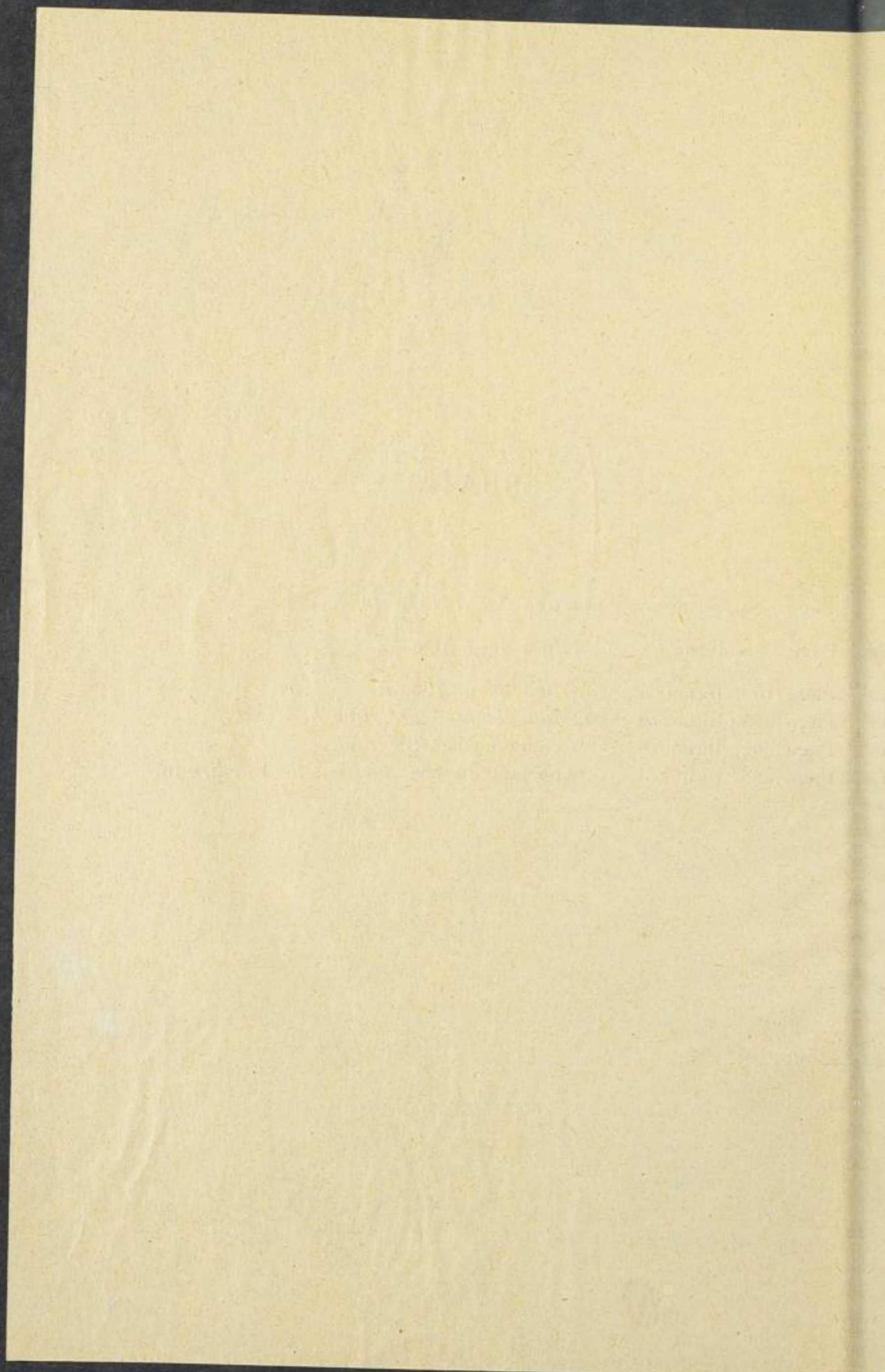
Durch Koeffizientenvergleich ergibt sich:

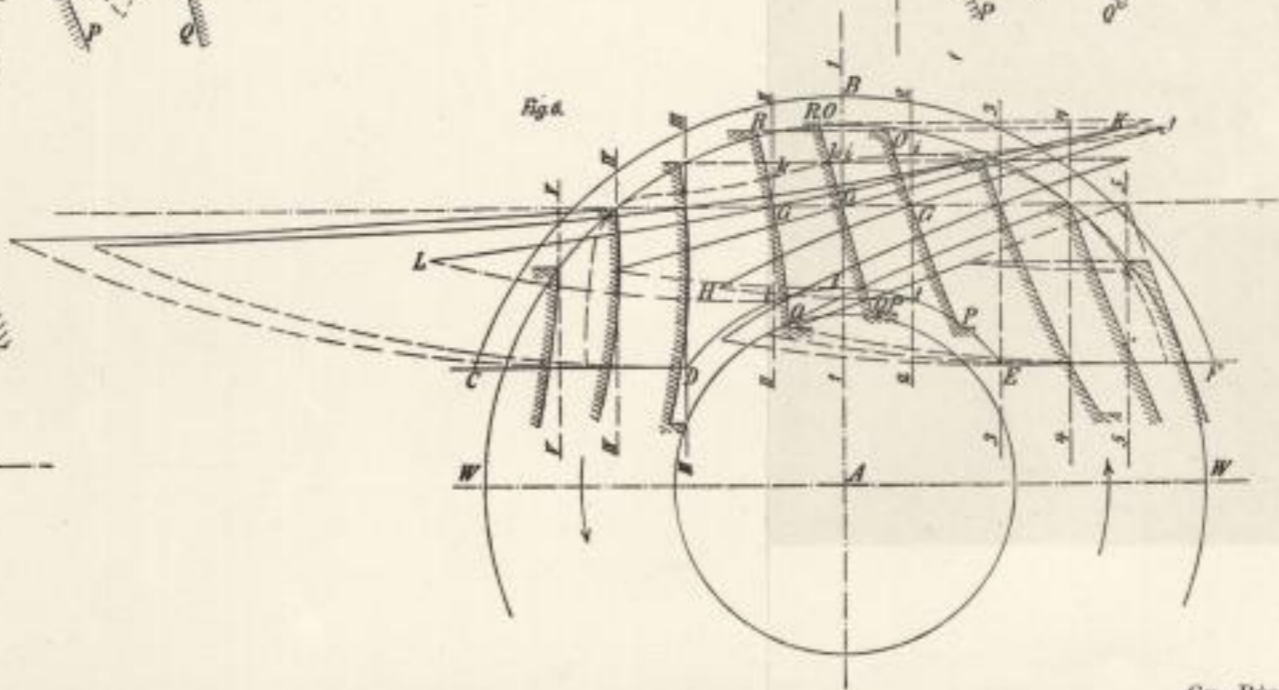
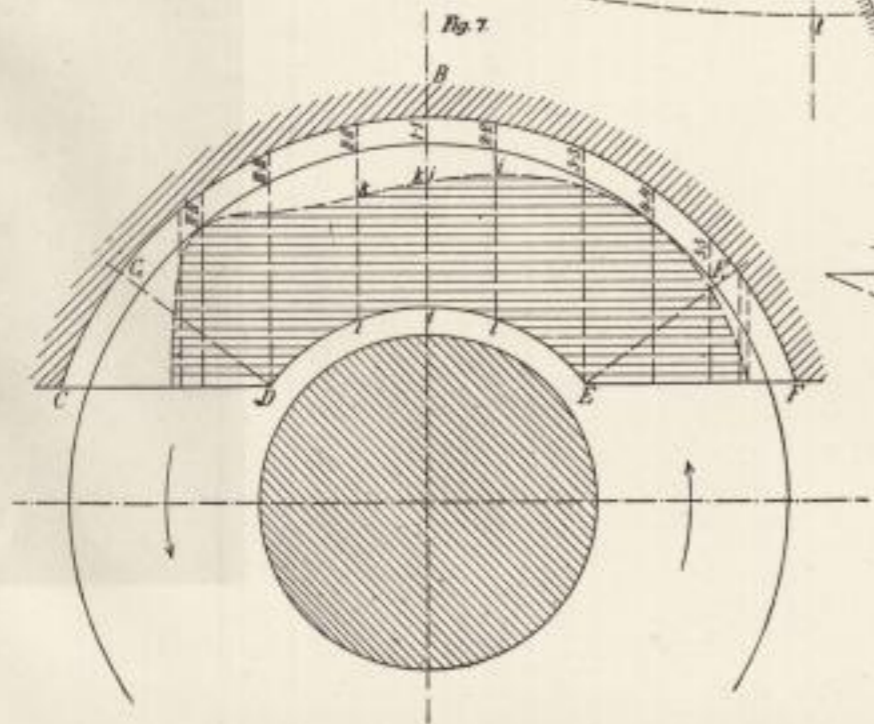
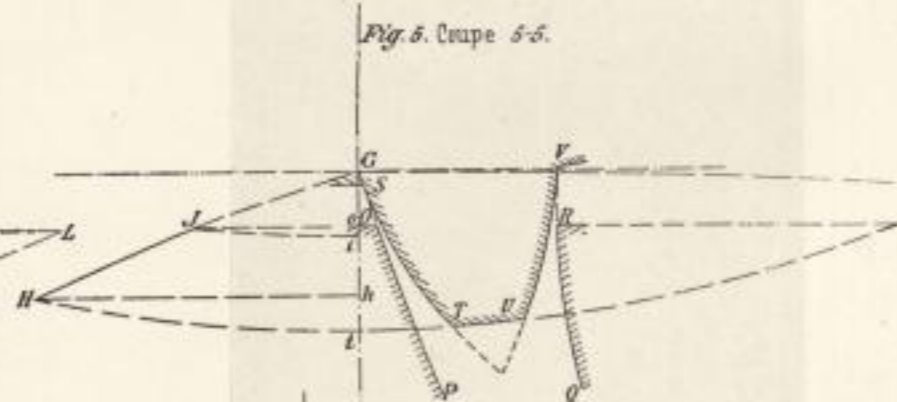
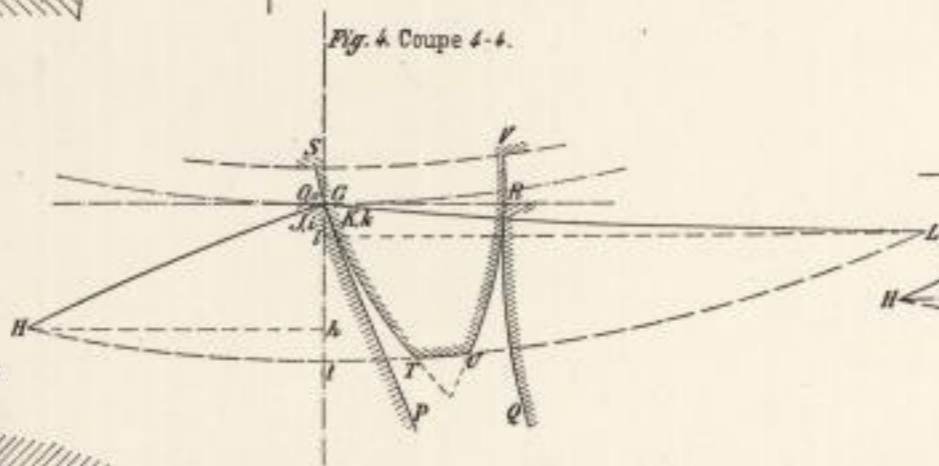
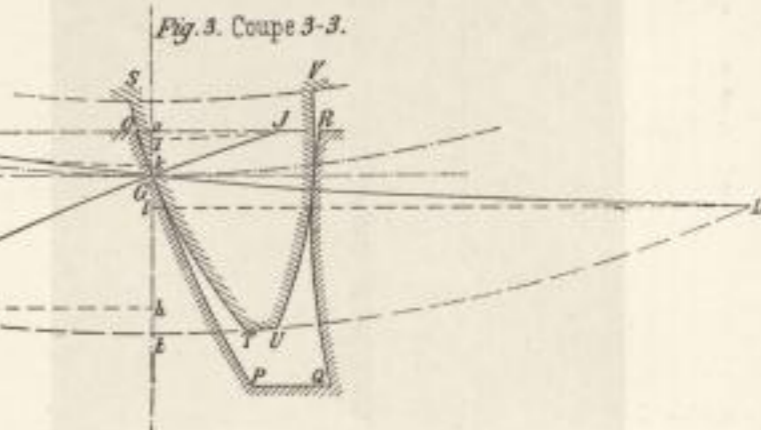
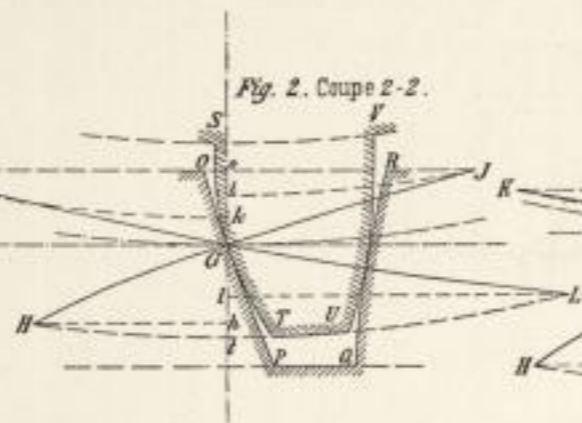
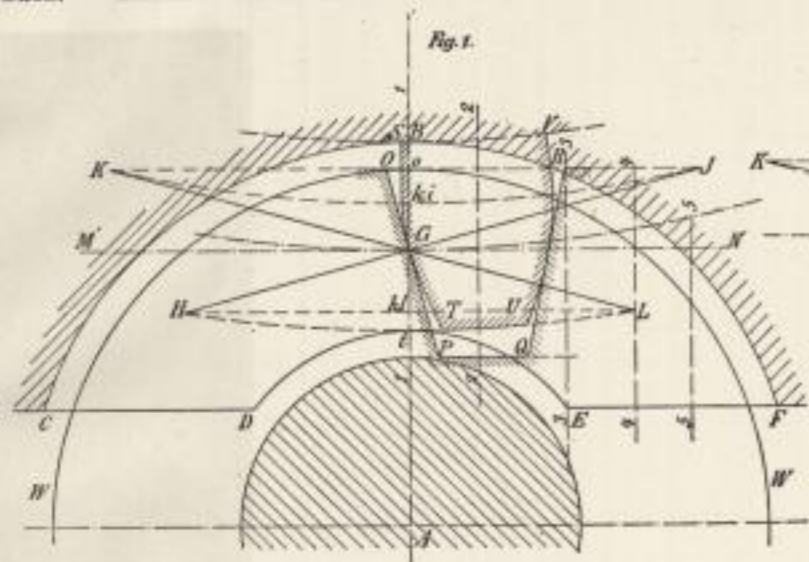
$$a = 0, \quad b = -2a = 0, \quad c = 2a + b + c \Rightarrow 0 = 0 + 0 + c \Rightarrow c = 0$$

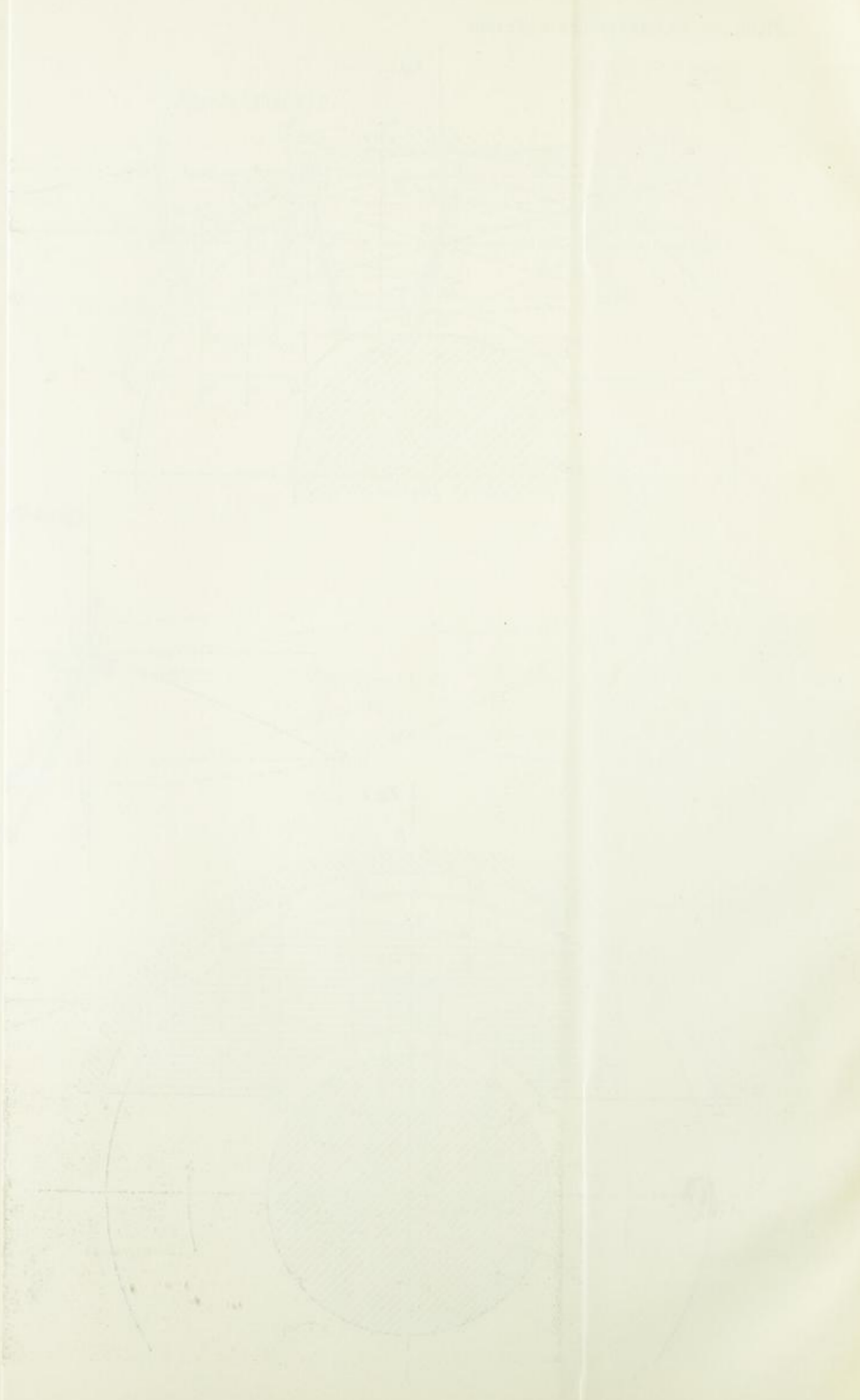
Somit ist $f(x) = 0$ die einzige Lösung.

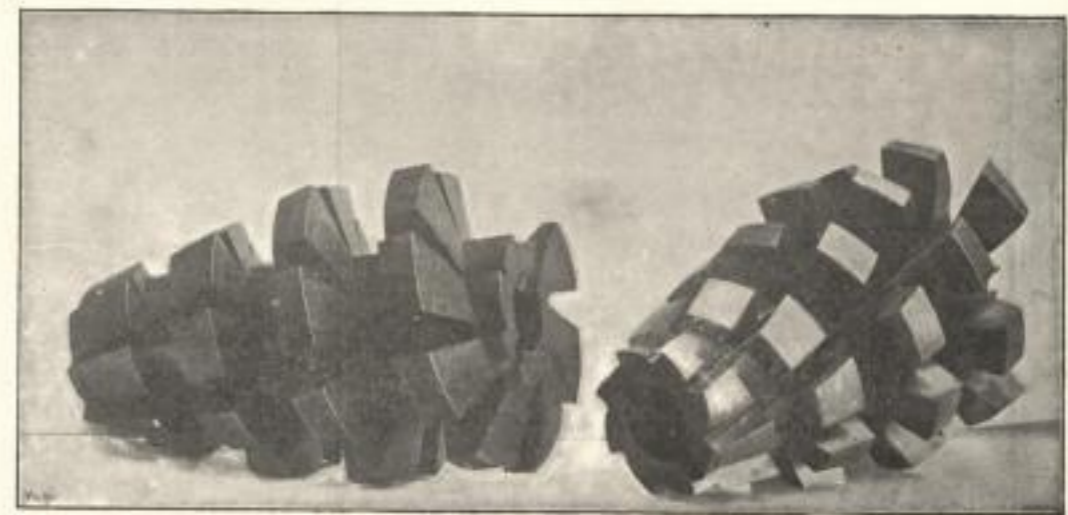
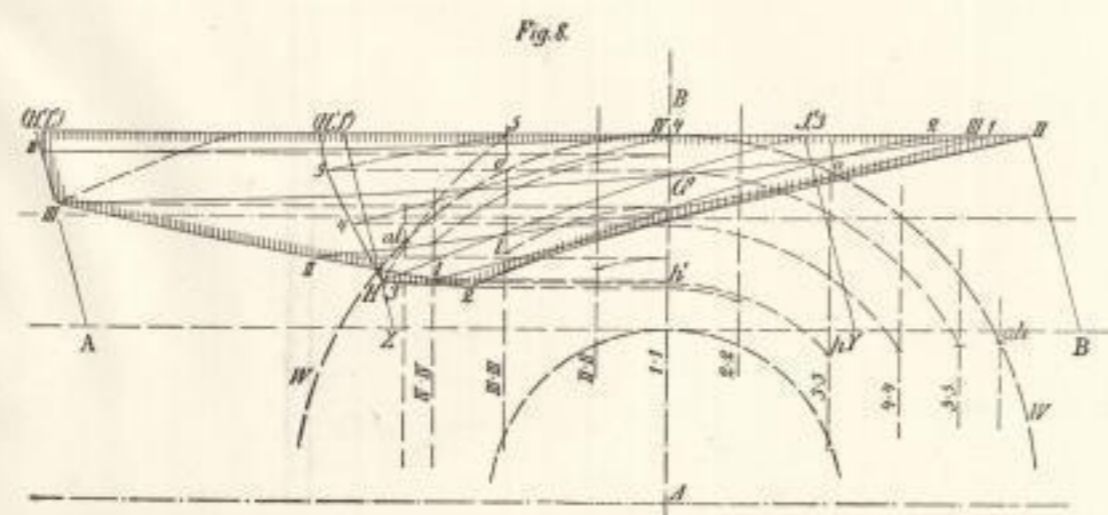
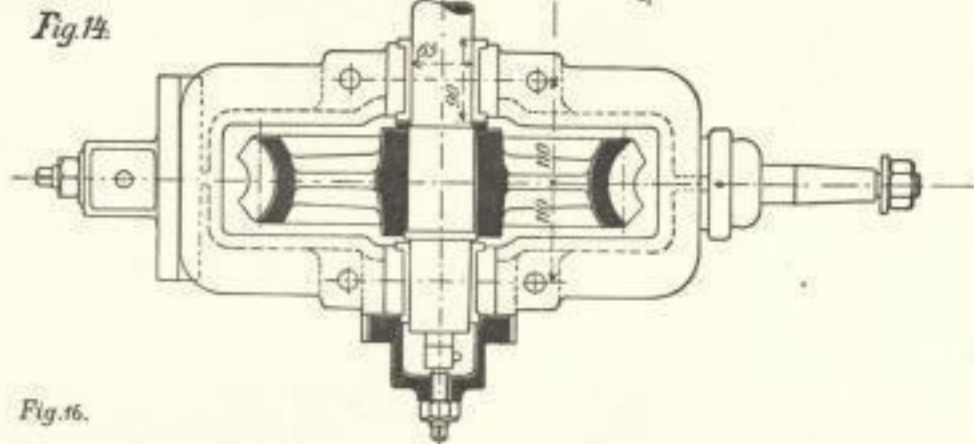
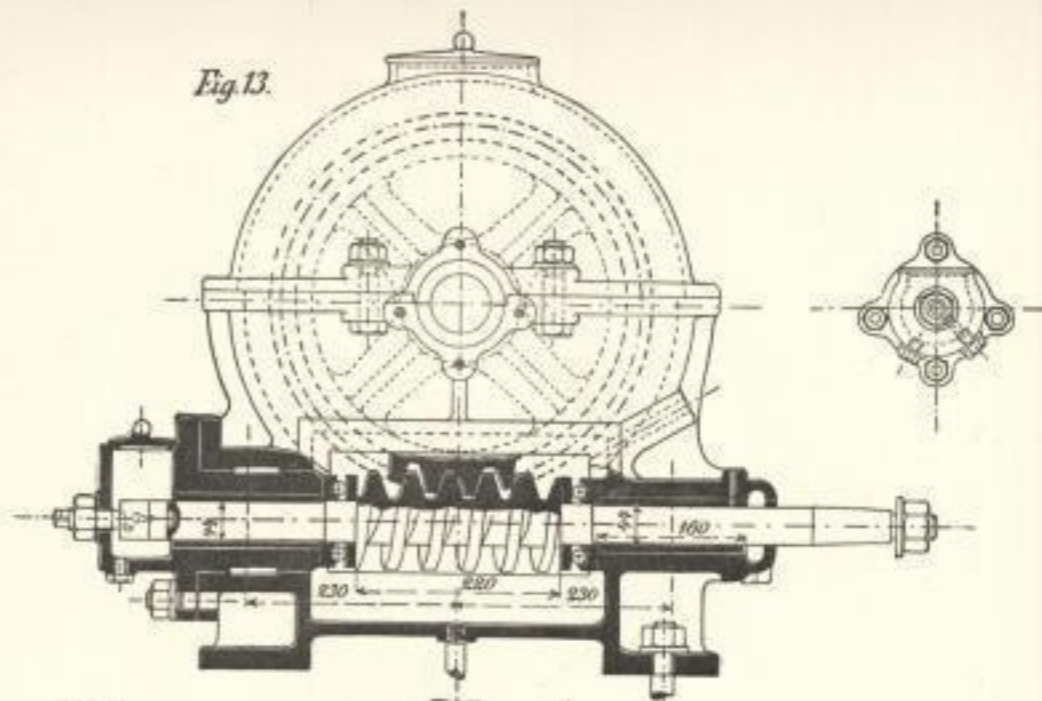
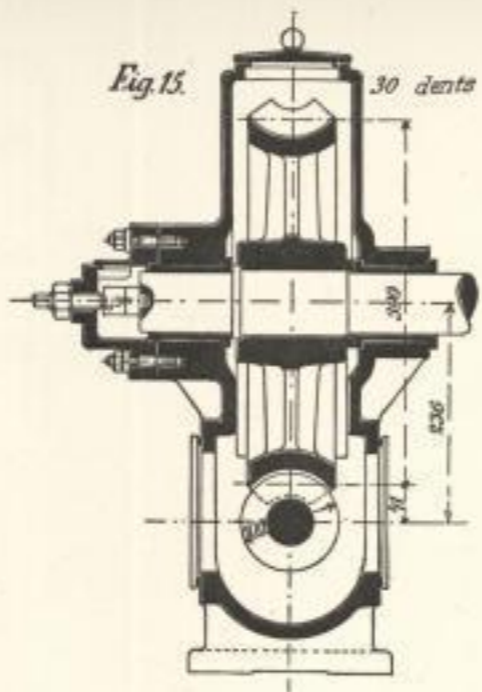
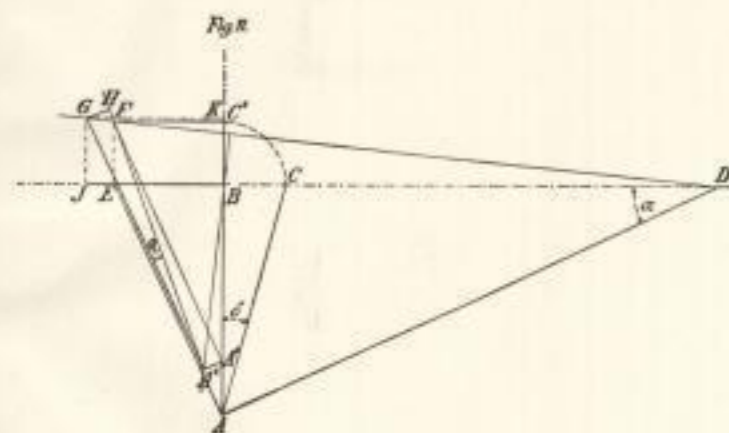
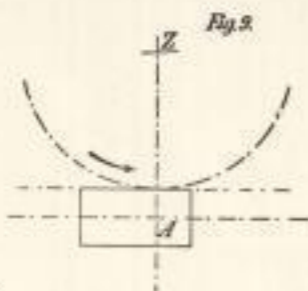
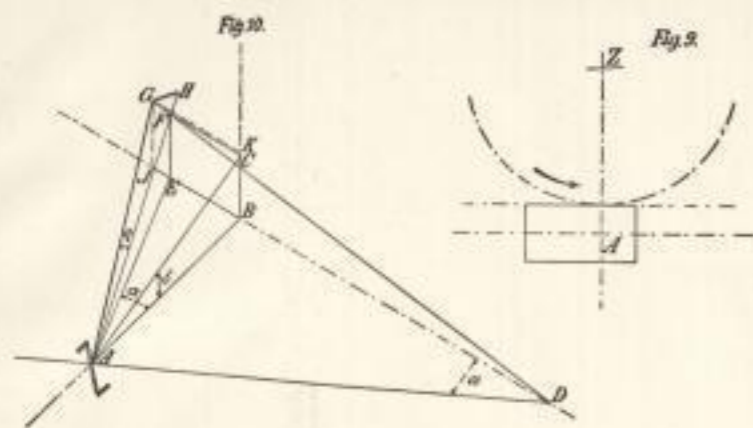
ERRATA

- Page 69, ligne 4 : *au lieu de p. 163, lire p. 63.*
- Page 92, ligne 4 : *au lieu de $\frac{1}{4}$, lire $\frac{7}{4}$.*
- Page 155, ligne 4 : *au lieu de p. 153, lire p. 152.*
- Page 266, ligne 18 : *au lieu de $h = 2 t$, lire $b = 2 t$.*
- Page 267, ligne 16 : *au lieu de vis, lire roue.*
- Page 528, ligne 3 : *en partant du bas, au lieu de En, lire lu.*









CH. BERANGER. — ÉDITEUR

Fig. 17 et 18. — Vis à deux filets et roue.
n = 332.

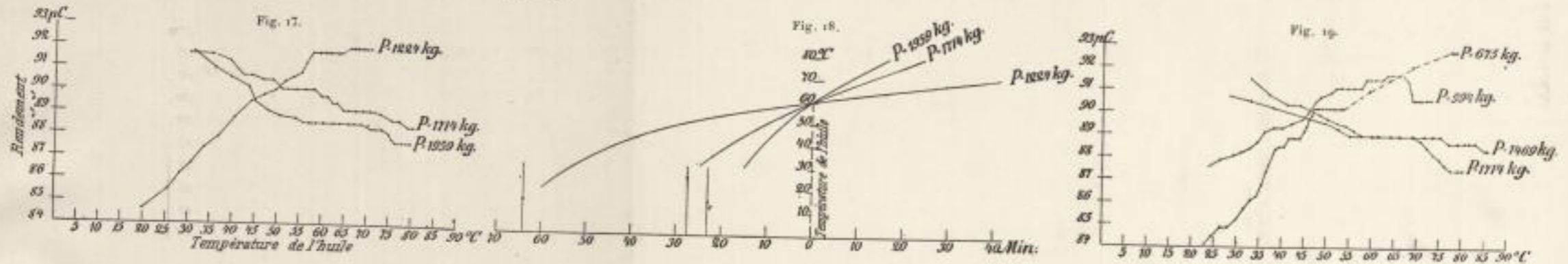


Fig. 21. — Vis à deux filets et roue.

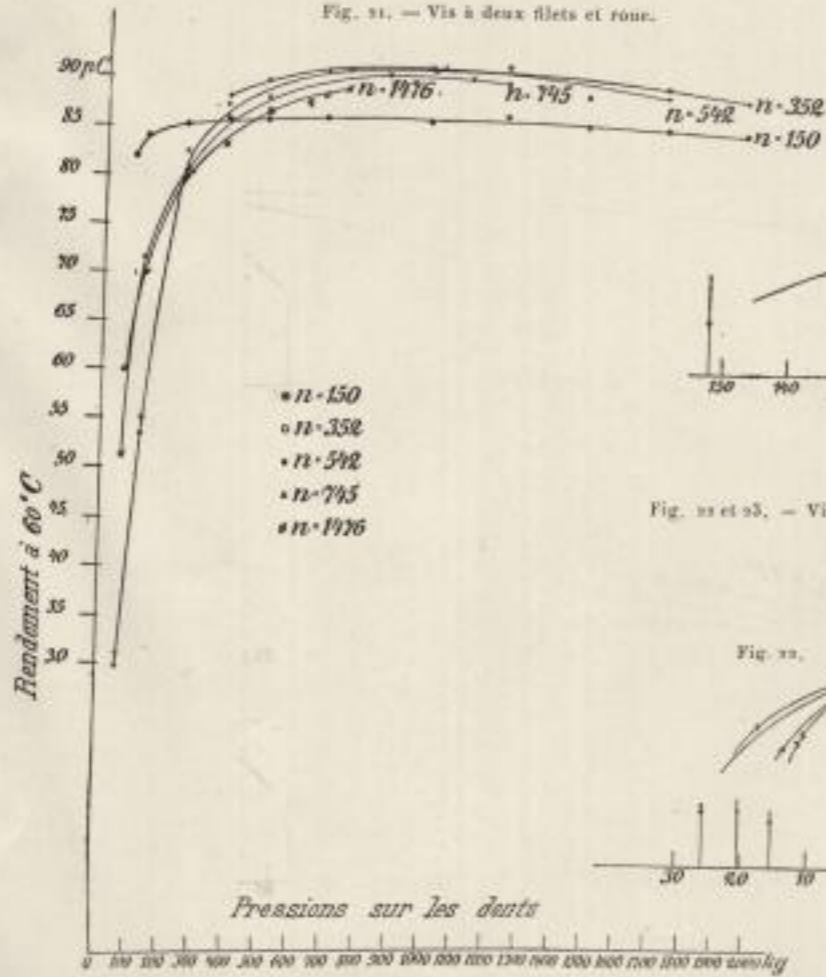


Fig. 19 et 20. — Vis à deux filets et roue.

Fig. 20.

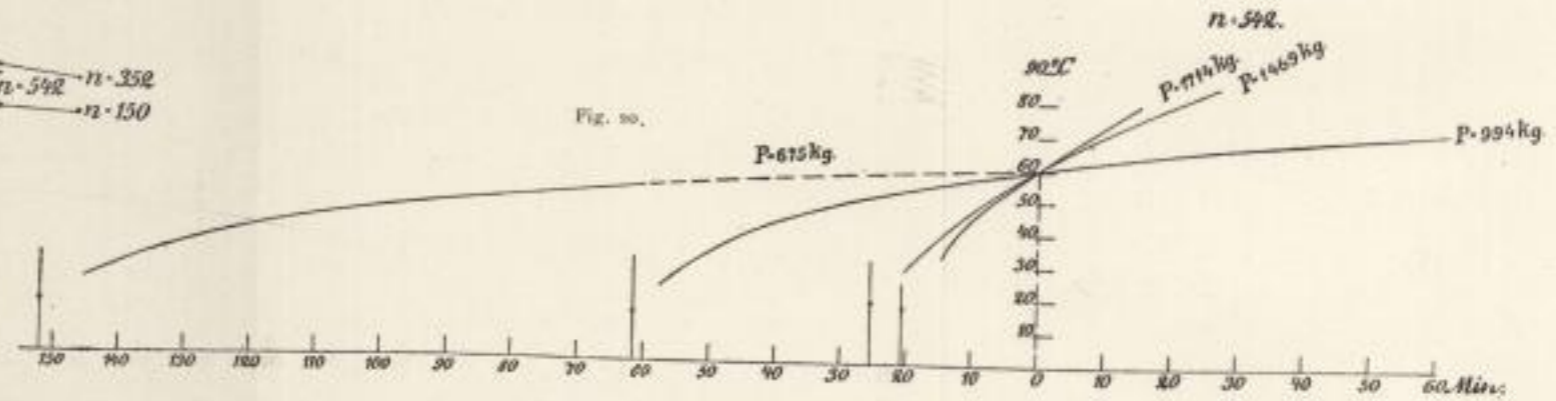


Fig. 22 et 23. — Vis à deux filets et roue.

