

gulator anfängt, sich unzulässig zu verhalten. Nach vollendeter Einstellung wird die richtige Lage am besten durch Verbohren gesichert. Ist die Lage des Gewichtes unmittelbar am Regulator unbequem, so kann irgend eine folgende Drehwelle gewählt werden. In Fig. 18 ist der umgekehrte Weg besprochen worden, nämlich den Regulator durch Entlastung astatischer zu machen. Der Arm *C* ist nach oben geknickt und das ganze Steuergestänge entlastet den Regulator in dessen oberen Lagen mehr als in den tieferen. Einstellung des Ungleichförmigkeitsgrades ohne Zerstörung der Adjustierung zwischen Regulator und Füllungsorgan ist dabei schon schwierig, so dass die Anwendung eines Gewichtes *A*, wie in Fig. 17, auch hier vorteilhaft ist. Dasselbe fällt bei Anwendung des geknickten Armes *C* bedeutend kleiner aus als bei geradem Arm nach Fig. 11.

Weiter ist es immer vorteilhaft, wenn sich die Umdrehungszahl ohne bedeutende Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades δ verändern lässt. Vielfach wird dazu eine astatische C_q -Kurve als notwendige Bedingung angesehen. Eine solche Notwendigkeit liegt nicht vor. Es lässt sich vielmehr bei Regulatoren mit statischer C_q -Kurve (*Watt, Proell, Kley* u. s. w.) eine Veränderung der Umdrehungszahl bei fast gleichbleibendem δ dadurch erzielen, dass der Arm *D*, welcher das Belastungsgewicht *B* trägt, schräg nach oben gestellt wird (Fig. 17). Bei Regulatoren mit labiler C_q -Kurve (*Trenck* u. a.) ist der Arm *D* nach unten zu verdrehen (Fig. 19). Die Winkel, welche die Arme *D* mit der Wagerechten zu bilden haben, können leicht berechnet, oder aber im Versuchsbetriebe ausgemittelt werden.

Regulierung bei plötzlichen Belastungsänderungen.

Unter den Anforderungen, welche die elektrischen Firmen in Bezug auf die Regulierung an den Dampfmaschinenbau stellen, ist jedesmal die höchste zulässige Schwankung der Umdrehungszahl bei vollständiger Be- oder Entlastung zu finden. Dieser Punkt der Spezifikationen wird häufig als eine die Gleichförmigkeit des Regulators angehende Forderung aufgefasst. Diese Ansicht ist unrichtig, denn die erwähnten Schwankungen hängen von den Eigenschaften des Regulators weit weniger ab, als von der Grösse des Schwungrades im Verhältnis zu dem in der Maschine aufgespeicherten Dampfquantum. Denkt man sich eine vollbelastete Verbunddampfmaschine, welche mit einem äusserst gleichförmigen Regulator (vom Ungleichförmigkeitsgrade O , um den Grenzfall zu haben) versehen ist, plötzlich entlastet, so hat man im Mittel in der Maschine eingeschlossen: 50% des Hochdruckzylinders Frischdampf, ferner Aufnehmerinhalt und etwa 50% des Niederdruckzylinders Dampf von Aufnehmerspannung. Der eingeschlossene Dampf expandiert und leistet Arbeit, welche nur durch Reibung und Massenbeschleunigung aufgenommen werden kann. Ist m die Masse des Schwungringes, v_0 und v_m seine Geschwindigkeiten vor und nach der Entlastung, so ist $\frac{m}{2}(v_m^2 - v_0^2) = A$, wo A die Expansionsarbeit des eingeschlossenen Dampfes abzüglich der Reibung bezeichnet. Die Expansion des eingeschlossenen Dampfes findet zwar in einzelnen, immer kleiner werdenden Diagrammen statt, jedoch werde, um einen Ueberblick zu behalten, angenommen, dass die ganze Dampfmenge in einem einzigen Diagramme expandiere, dessen Hub alsdann mit dem Hub des Niederdruckzylinders zu vergleichen ist. Hat man beispielsweise eine Verbunddampfmaschine für 8 at Admissionsspannung mit 600 und 1000 mm Cylinderdurchmesser und 1100 mm Hub, und beträgt der Aufnehmerinhalt 1,5 V (wo V das Volumen des Niederdruckzylinders bezeichnet), so sind zu expandieren etwa 0,5 V vom Hochdruckzylinder her, 1,5 V im Aufnehmer und 0,5 V im Niederdruckzylinder und zwar von Aufnehmerspannung (ungefähr 3,3 at absolut). Expandiert dieser Dampf nur bis 1,3 at, also noch mehr als 1 at über Kondensatorspannung, womit den Reibungsverlusten in der Maschine und dem durch Auspuff verlorenen Dampf reichlich Rechnung getragen ist, so gehört dazu ein Hub, welcher vier Hübten der Maschine entspricht. Das der Expansion entsprechende Diagramm ergibt einen

mittleren Druck von 2 at. Demnach ist die vom Schwungrad aufzunehmende Arbeit ungefähr

$$A = 4 \times 1,1 \times 2 \times \frac{\pi}{4} 100^2 = \text{rd. } 70\,000 \text{ kg/m.}$$

Befindet sich die Schwungmasse am Halbmesser 2,5 m und macht die Maschine 90 Umdrehungen in der Minute, so wächst die Umfangsgeschwindigkeit von 23,5 m/Sek. auf

	28,85	25,5	25,2
bei einer Schwungmasse von	12 000	14 000	17 000 kg
Tourenschwankung in %	10 %	8 1/2 %	7 1/4 %

Führt man dieselbe Rechnung unter denselben Annahmen für eine Maschine aus, deren Aufnehmerinhalt nur 0,5 V beträgt, so ergeben sich folgende Erhöhungen der Umdrehungszahl:

	6,1 %	5,6 %	4,7 %
für	12 000	14 000	17 000 kg Schwungmasse.

Obwohl diese Zahlen nur roh und überschläglich gerechnet sind, geben sie doch ein anschauliches Bild und zeigen, wie weit die Erhöhung der Umdrehungszahl von dem Verhältnisse der Schwungmasse zur eingeschlossenen Dampfmenge abhängt. Die gerechneten Zahlen gelten für einen augenblicklich abschliessenden Regulator vom Ungleichförmigkeitsgrade O . Da aber ein Regulator erst dann abschliesst, wenn eine seinem Ungleichförmigkeitsgrade entsprechende Geschwindigkeitssteigerung eingetreten ist, so sind zu obigen Zahlen noch ungefähr δ % hinzuzufügen. Endlich werden dieselben noch beeinflusst durch die Regulatorschwingungen und die Verzögerungen der Regulatorbewegung durch die Oelbremse. Dieser Einfluss entzieht sich der Rechnung und ist von der Einstellung der Bremse abhängig.

Aus diesen einfachen Ueberlegungen geht hervor, dass es wenig Zweck hat, behufs Erzielung kleiner Geschwindigkeitsschwankungen bei plötzlichen Belastungsänderungen den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators δ um 1/2 oder 1 % herunterzudrücken, besonders wenn man beachtet, dass die Regulatoren bei zu kleinem δ allerlei Neigungen zu unregelmässigen Bewegungen zeigen, welche mit einer Oelbremse gedämpft werden müssen, so dass der durch Verkleinerung von δ erzielte Vorteil durch die träge Regulatorbewegung wieder aufgehoben wird. Weiter folgt, dass es weit zweckmässiger ist, die Schwungmasse und deren Trägheitshalbmesser zu vergrössern und den Inhalt des bezw. der Aufnehmer so klein als zulässig zu machen. (Veränderung der Niederdruckfüllung ist in dem betrachteten Falle nur dann wirksam, wenn sie sehr energisch erfolgt. Da aber einer weitgehenden Verkleinerung der Niederdruckfüllung die Rücksicht auf Dampfverteilung bei Leerlauf oder geringer Belastung entgegensteht, so lässt sich die Veränderung der Niederdruckfüllung zur Verhütung von Geschwindigkeitsschwankungen bei plötzlichen Belastungsänderungen im allgemeinen nicht benutzen, wenn man nicht zu verwickelten Konstruktionen greifen will.) Aus diesem Grunde ergeben Tandemaschinen, welche in der Regel grosse Schwunräder und kleine Aufnehmer besitzen, im Falle heftiger Belastungswechsel weit kleinere Geschwindigkeitsschwankungen als Verbundmaschinen mit 90° Kurbelversetzung und Dynamomaschine sowie Schwungrad zwischen den Kurben, welche Anordnung gewöhnlich kleinere Schwunräder und recht grosse Aufnehmerinhalte aufzuweisen hat. Für Maschinen, welche plötzlichen Belastungsänderungen ausgesetzt sind (z. B. Generatoren für Strassenbahnbetrieb), wird es demnach, falls scharfe Bedingungen in betreff der grössten zulässigen Geschwindigkeitsschwankungen gestellt sind, vorteilhaft sein, zwei Tandemaschinen unter 90° zu kuppeln. Diese Anordnung liefert die schnellste Regulierung und die kleinsten Umdrehungsschwankungen für den betrachteten Fall und ist in Nordamerika häufiger anzutreffen als in Deutschland. Allerdings ist die abkühlende Oberfläche im Verhältnis zum Cylinderinhalt bei der Anwendung von zwei Tandemaschinen mit vier Cylindern grösser als bei der einfachen Verbundmaschine mit zwei grösseren Cylindern. Am unangenehmsten werden für den betrachteten Fall Drei- und Vierfachexpansionsmaschinen. Das zeigt sich am auffallendsten an den Schiffsmaschinen, welche ohne Schutz durch irgendwie nennenswerte Schwungmassen