Für Dampfturbinen-Regulatorsteuerungen könnte die Anordnung nach Abb. 4 ebenfalls zur Anwendung kommen an Stelle der zurzeit benutzten Oelsteuerungen. Da jeder Steuerhebelauslage ein bestimmter Kolbenweg entspricht, so eignet sich der Hilfsdampfzylinder auch für Dampf- oder Preßluftbremsen an Fördermaschinen, und zwar würde sich damit eine regelbare Bremse schaffen lassen, wenn man in das Gestänge zwischen Bremse und Kolben entsprechend starke Federn von genügender Durchbiegung einschaltet. Die teuren Bremsdruckregler kämen dann in Wegfall und mit ihnen die Anstände, die sich hier und da ergeben haben, namentlich bei Anwendung von überhitztem Dampf. Man würde allerdings dann nicht wie bei den Druckreglern für jede bestimmte Stellung des Bremshebels einen bestimmten Bremsdruck erhalten, sondern wäre etwas abhängig von der mehr oder weniger knappen Anstellung der Bremsbacken. Dies fällt jedoch nicht ins Gewicht, weil der Maschinist beim Schleifbremsen nicht nach dem Manometer sieht, sondern die Bremswirkung an dem Gange der Maschine selbst einschätzt. Die federnde Wirkung brauchte sich schließlich auch nicht bis zum vollen Bremsdrucke zu erstrecken. Im Notfalle könnte man sogar die Federn ganz weglassen, da das Bremsgestänge selbst etwas federt und ein geschickter Maschinist den Schieber handhaben kann, wie es der Regler nach Abb. 4 bei Rückdruck tut.

Zusammenfassung: Es wird ein Umsteuerapparat neuerer Art ohne Oelkataraktzylinder für Förder- und Walzenzugmaschinen beschrieben, der einfach und billig ist und sich leicht bei älteren Anlagen anwenden läßt, ferner werden weitere Anwendungsmöglichkeiten des Apparates angegeben.

Beitrag zur Berechnung von Klotzbremsen.

Von Ingenieur Richard Bengel in Darmstadt.

Die übliche Berechnung von Klotzbremsen für Hebe- und Fahrzeuge (vgl. Ernst, Hütte, Dubbel u. a.) begeht den Fehler, eine Linie als Berührung zwischen Klotz und Scheibe anzunehmen und das erzeugte Bremsmoment $M_R = \mu \cdot B \cdot r$ zu setzen (Abb. 1). In Wirklichkeit passen sich alle Bremsklötze der Scheibenrundung an; dem Kreisbogen vom Mittelpunktswinkel 2α (Abb. 2) entspricht eine Klotzlänge $l = 2 \cdot r \cdot \sin\alpha$ (cm). Bei b cm Scheibenbreite wird die Flächenpressung

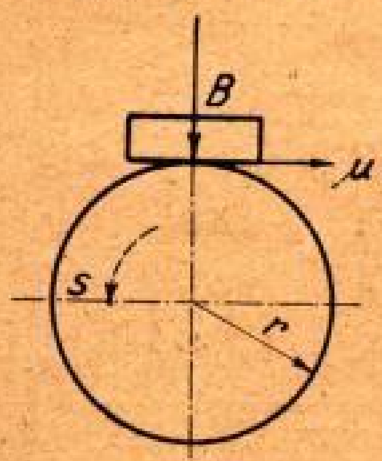

Abb. 1.

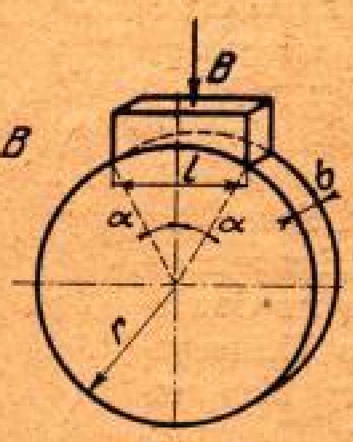

Abb. 2.

$$p = \frac{B}{b \cdot 2r \cdot \sin\alpha} \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Pressung p erstreckt sich über die ganze Länge l, da Klotz und Scheibe sich im Betrieb einschleifen, wie auch ein zylindrischer Tragzapfen sich in die zugehörige Lagerschale einläuft.

Ein um den Winkel φ aus der Mittellinie (Richtung von B) gelegener Flächenstreifen von der Größe $b \cdot r \cdot d\varphi$ bietet, gemäß Abb. 3, dem Klotzdruck die Fläche $b \cdot r \cdot d\varphi \cos\varphi$ und übernimmt demnach den Kraftanteil

$$dB = b \cdot r \cdot p \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi.$$

Der radiale Zweig von dB stellt den Normaldruck dN des Klotzes gegen die Bremsscheibe dar und ist

$$dN = dB \cdot \cos\varphi = b \cdot r \cdot p \cos^2\varphi \; d\varphi.$$

Die durch dN hervorgerufene Reibung dieses Flächenelements wird mithin

$$dR = \mu \cdot dN = \mu \cdot b \cdot r \cdot p \cdot \cos^2\varphi \cdot d\varphi.$$

Hieraus folgt als gesamte Umfangsreibung

$$R = \mu \cdot b \cdot r \cdot p \int_{\varphi=-\alpha}^{\varphi=+\alpha} \cos^2\varphi \; d\varphi,$$

$$R = \mu \cdot B \frac{1}{2\sin\alpha} \cdot \int_{\varphi=-\alpha}^{\varphi=+\varphi} \cos^2\varphi \; d\varphi,$$

$$R = \mu \cdot B \frac{\frac{1}{2}\sin 2\alpha + \alpha}{2\sin\alpha},$$

$$R = \xi \cdot \mu \cdot B.$$

Die Ausrechnung von ξ liefert für:

$\alpha =$	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$\xi =$	1,000	0,992	0,950	0,905	0,854	0,807	0,785.

Ueber $2\alpha = 90°$ pflegt man nicht hinauszugehen, um nicht einen gar zu massigen Bremsklotz zu erhalten; immerhin zeigt sich, daß in diesem Grenzfalle das wahre Reibungsmoment schon um 10 v. H. hinter dem nach bisherigen Regeln berechneten Moment zurückbleibt.

Die Vernachlässigung der tatsächlichen Klotzform führt aber auch zu einem falschen Bilde über die Rückwirkung der Scheibenreibung auf den Klotz und dadurch zu einer irrigen Berechnung der aufzuwendenden Hebelkraft K. Von besonderer Bedeutung ist diese Frage für Bremsen mit zwei Drehrichtungen (z. B. Aufzugswinden, Fahr- und Schwenkwerke von Kranen).

Zwei in gleichem Abstande von der Mittellinie gelegene Streifen (Winkel φ) entwickeln denselben Reibungswiderstand $dR = \mu \cdot dN$, die paarweise Zusammenfügung (Abb. 3) zeigt dann eine Mittelkraft dR'

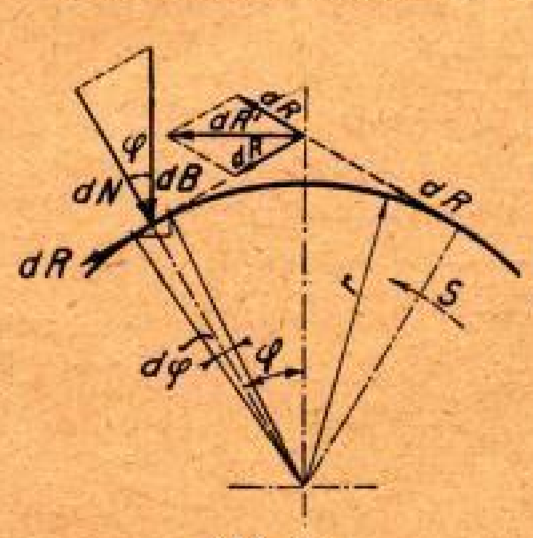

Abb. 3.

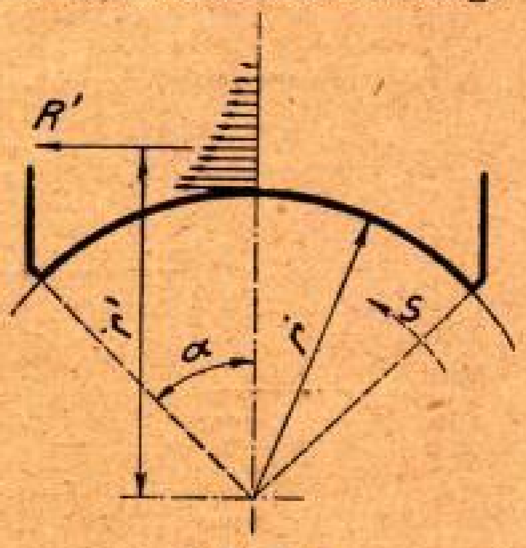

Abb. 4.

$$dR' = 2 \cdot dR \cdot \cos\varphi$$

($dR' \perp B$) und die Summe aller dieser Kräfte dR' wird somit

$$R' = \mu B \frac{1}{\sin\alpha} \int_{\varphi=0}^{\varphi=+\alpha} \cos^3\varphi \; d\varphi,$$

$$R' = \mu B \cdot \frac{\frac{1}{3}\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha + \frac{2}{3}\sin\alpha}{\sin\alpha},$$

$$R' = \psi \cdot \mu \cdot B.$$