

VIII. Abbremsen der Ölmaschinen.

a) Allgemeines.

Das von der zu untersuchenden Maschine erzeugte Drehmoment, bzw. die gelieferte Arbeit wird durch die weiter unten zu besprechenden Bremsvorrichtungen verschiedenster Bauart in eine andere Form übergeführt und dann entweder unmittelbar gemessen (Elektrische Leistungsmessung) oder mittelbar, indem die Größe des entstehenden Drehmoments festgestellt wird.

b) Seil- oder Bandbremsen.

1. Für kleinere Maschinen.

Bei kleineren Maschinen bis etwa 10 PS legt man entweder eine oder mehrere Hanfschnüre oder einen Hanf- oder Lederriemens unmittelbar auf die Scheibe. Das seitliche Abgleiten des Riemens oder der Hanfschnüre kann man durch gebogene Bandeisen E , die um den Kranz des Schwungrades greifen (Abb. 2) oder durch der Kranzform angepaßte Hölzer H (Abb. 3) verhindern. Die Belastung kann durch Gewicht G und Federwage F oder durch 2 Federwagen (vgl. Abb. 6) erfolgen.

Bei Ermittlung der nutzbaren Bremskraft P ist stets die Umlaufrichtung der Maschine zu beachten. Es muß die Belastung des ablaufenden Trums S_1 von derjenigen des auflaufenden Trums G abgezogen werden, also $P = G - S_1$ (Abb. 1), wobei die Belastung durch das Gewicht G und die Spannung S_1 durch die Anzeige der Federwage F gegeben ist.

Abb. 1. Seilbremse.

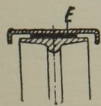
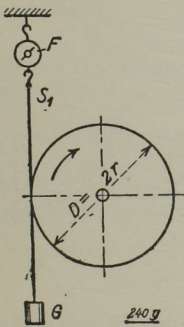


Abb. 2.

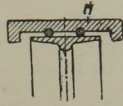


Abb. 3.

Bezeichnet, außer den in Abb. 1 eingeschriebenen Größen,

$$P = \frac{75 N}{U} \text{ in kg die Umfangskraft,}$$

$$U = \frac{2 r \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ in m/sek die Umfangsgeschwindigkeit,}$$

so ist die Bremsleistung:

$$N = \frac{P \cdot U}{75} = (G - S_1) \cdot \frac{2 r \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{1}{75} = (G - S_1) \frac{n \cdot r}{716,2} \text{ in PSe. (1)}$$

Die Federwagen sind vor und nach den Versuchen mit Gewichten zu prüfen, namentlich für die Belastung, mit welcher gearbeitet wird.

Das Gewicht G ist durch ein Seil oder durch eine kleine Kette K gegen Herumschleudern zu sichern. Geringes Einspielen des Gewichtes darf durch die Sicherung aber nicht gehindert werden, d. h. die Kette darf nicht straff gespannt sein. Der Einfluß des Kettengewichtes auf das Belastungsgewicht ist mit zu berücksichtigen.

2. Für kleinere und mittlere Maschinen

kann man eine Bremse folgender Bauart gut verwenden:

Ein Stahlband von $\delta = 1$ bis 1,5 mm Stärke und $B = 50$ bis 100 mm Breite wird um das Schwungrad der abzubremsenden Maschine gelegt. Um ein seitliches Herabgleiten des Bandes zu verhindern, befinden sich im Abstände $E = 30$ bis 40 cm gebogene Flacheisen, die von beiden Seiten um den Kranz des Schwungrades greifen. Mit Schraube S wird das Band zusammengeschräubt. G deutet das an dem Haken aufgehängte Belastungsgewicht an. Mit der Preßschraube P wird die Spannung des Bremsbandes geregelt. Bequemer ist es, bei P ein Handrad aufzusetzen. Es empfiehlt sich, S und P möglichst nahe an der Mittelsenkrechten

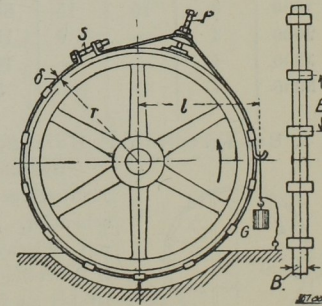


Abb. 4. Bandbremse.

des Schwungrades anzuordnen, um einen Einfluß auf das Belastungsgewicht G auszuschließen, andernfalls muß dieser Einfluß bei Einsatz von G in Formel 2 mit $+$ oder $-$ berücksichtigt werden.

Betr. des Hoch- oder Herumschleuderns der Gewichte gilt das unter 1 Gesagte. Besser bringt man das Halteseil unten am Bremsband an, damit es keinen Einfluß auf das Gewicht G ausübt.

Für die Bremsanordnung nach Abb. 2 gilt:

$$N = \frac{\text{Reibung} \cdot U}{75} = \frac{G \cdot l \cdot U}{r \cdot 75} = \frac{G \cdot l \cdot 2r\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{1}{75} = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ in PS}_e \quad (2)$$

Festigkeitsberechnung des Bremsbandes.

Das Bremsband wird für die Kraft G in kg (Abb. 1, 4 und 5) berechnet. Man kann bei neuen Stahlbändern 800 kg/cm^2 Zugbeanspruchung zulassen. Wegen Querschnittsverminderung durch Abnutzung empfiehlt es sich jedoch nicht, über 400 bis 500 kg/cm^2 zu gehen.

Tab. 1. Breite und Stärke der Bremsbänder in mm
(bei Annahme guter Laugenschmierung und reichlicher Wasserkühlung für $n \sim 100$ und 800 kg/cm^2)

| Brems-scheibe Drchm. mm | Band-stärke mm | Pferdestärken | | | | | | |
|-------------------------------|-------------------|---------------|-----|---------|-----|---------|---------|----------|
| | | 2 | 5 | 10 | 30 | 60 | 100 | 200 |
| 250 | 2 | 40 | 100 | 2 je 90 | — | — | — | — |
| 500 | 2 | 20 | 50 | 90 | — | — | — | — |
| 1000 | 3 | 10 | 15 | 35 | 100 | 2 je 95 | — | — |
| 2000 | 4 | — | 6 | 15 | 40 | 70 | 2 je 60 | 2 je 100 |
| 3000 | 4 | — | — | 10 | 30 | 50 | 80 | 2 je 80 |
| 5000 | 4 | — | — | 5 | 15 | 30 | 50 | 100 |

3. Bandbremse mit Holzbacken für kleinere Kräfte.

Um die Scheibe ist ein Band oder ein Hanfseil gelegt, das mit Holzbacken versehen ist. Anordnung nach Abb. 1 und 5 mit Federwage und Gewicht, oder nur mit 2 Federwagen nach Abb. 6. Die Bremse ist bis zu 25 PS gut zu verwenden.

Für längere Bremsdauer sind die Holzbacken mit Schmier- und Kühleinrichtung zu versehen (vgl. Abb. 11). Bremsleistung N nach Formel 1.

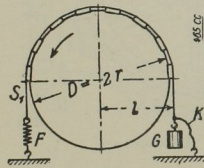


Abb. 5.
Bandbremse mit Holzbacken.

In Abb. 6 tritt an Stelle des Gewichtes G die Ablesung S_2 der Federwage. Man hat darauf zu achten, daß die Entfernungen l des auf- und ablaufenden Bremsbandes von Mitte Scheibe gleich sind. Die Schnur δ kann auf den Holzbacken durch sog. Krampen befestigt werden, wie in nachstehender Abbildung gezeigt.

Die Unterseite der Holzbacken ist der Kranzoberfläche des Schwungrades anzupassen. Die Regelung der Bremsbandspannung erfolgt durch Spannschloß Sp .

$$\text{Leistung } N = \frac{(S_2 - S_1) \cdot n \cdot l}{716,2} \text{ in PS}_e \dots \dots (3)$$

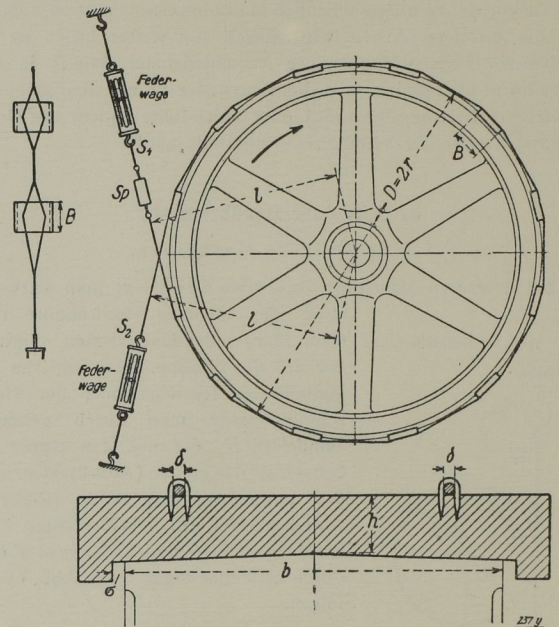


Abb. 6. Bandbremse mit Holzbacken.

Beispiel zu Abb. 6: Die Leistung einer Gasmaschine soll durch Abbremsen mit einer Bandbremse nach Abb. 6 ermittelt werden. Gegeben ist: Durchmesser des Schwungrades $D = 2r = 2000 \text{ mm}$, Holzstärke $h = 25 \text{ mm}$, Hanfschnurdicke $\delta = 5 \text{ mm}$, also Hebellänge $l = 1000 + 25 + 2,5 = 1027,5 \text{ mm}$.

Es wurde an den Federwagen abgelesen:

Zug im ziehenden Trum, $S_2 = 94 \text{ kg}$

„ „ gezogenen „ „ $S_1 = 31,5$ „

Umdrehungen der Maschine $n = 180$ je min.

Damit ergibt sich nach Formel 3:

$$\text{Bremsleistung } N = \frac{(94 - 31,5) \cdot 180 \cdot 1,0275}{716,2} = 16,1 \text{ PS}_e$$

c) Der Pronysche Zaum.

In Abb. 7 ist W die Welle der abzubremsenden Maschine; die Bremsbacken B, B_1 umspannen die auf der Welle aufgekeilte Scheibe S und sind mit dem Hebel H verbunden. Um das Gewicht des Hebels H nicht mit in Rechnung ziehen zu müssen, ist es durch ein Gegengewicht C oder durch Verlängerung des Hebels nach links ausgeglichen. (In Abb. 7 punktiert angedeutet.)* Am Ende des Hebels wird ein Gewicht G angebracht, so gewählt, daß der Hebel bei seinen Ausschlägen des Hebels H zwischen den beiden Ausschlaggrenzen A, A_1 spielt. Die Scheibe S vom Durchmesser $D = 2r$ hat an ihrem Umfange eine gleichmäßige Reibung zu überwinden. Es ist

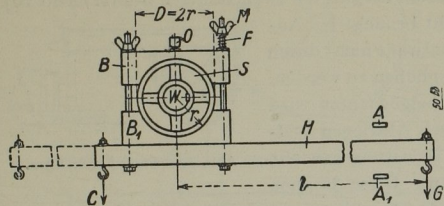


Abb. 7. Pronyscher Zaum.

wicht G angebracht, so gewählt, daß der Hebel bei seinen Ausschlägen des Hebels H zwischen den beiden Ausschlaggrenzen A, A_1 spielt. Die Scheibe S vom Durchmesser $D = 2r$ hat an ihrem Umfange eine gleichmäßige Reibung zu überwinden. Es ist

$$\text{Reibung} \times r = G \cdot l \text{ in mkg} \dots \dots \dots (4)$$

und für $\frac{\text{Reibung} \cdot U}{75} = \frac{G \cdot l}{r} \cdot \frac{U}{75} = N,$

$$\text{Bremsleistung } N = \frac{G \cdot l}{r} \cdot \frac{2r\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{1}{75} = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ in PS} \dots (5)$$

Formel 5 kann auch wie folgt geschrieben werden:

$$N = \left(\frac{2 \cdot \pi}{60 \cdot 75} \right) G \cdot l \cdot n \text{ in PS.}$$

Für eine bestimmte Bremse hat l einen konstanten Wert, so daß man für sie schreiben kann:

$$N = \left(\frac{2 \cdot l \cdot \pi}{60 \cdot 75} \right) \cdot G \cdot n \text{ in PS,}$$

d. h. der Klammerausdruck ergibt für diese Bremse einen konstanten Wert, weshalb man

$$\frac{2l \cdot \pi}{60 \cdot 75} = \text{Bremskonstante} = K \text{ setzt und}$$

$$N = K \cdot G \cdot n \text{ in PS} \dots \dots \dots (5a)$$

Die Leistung N ist also allein abhängig von G und n .

Damit man für $K = \frac{2l \cdot \pi'}{60 \cdot 75}$ einen runden und bequemen Wert

erhält, wählt man die Hebellänge der Bremse so, daß $2l \cdot \pi$ eine runde Zahl ergibt, z. B. für

* Um festzustellen, ob der Zaum ausgeglichen ist, legt man, bei entsprechend gelockerten Müttern M , auf den Scheitel der Scheibe S oder auf einen Bock ein Winkelisen \wedge und auf die scharfe Kante dieses den Zaum.

$$l = 0,955 \text{ m}$$

$$2l \cdot \pi = 2 \cdot 0,955 \cdot \pi = 6,0 \text{ m}$$

$$\text{also } K = \frac{6,0}{60 \cdot 75} = \frac{1}{750}$$

$$N = \frac{G \cdot n}{750}$$

$$l = 0,4775 \text{ m}$$

$$2l \cdot \pi = 2 \cdot 0,4775 \cdot \pi = 3,0 \text{ m}$$

$$\text{also } K = \frac{3,0}{60 \cdot 75} = \frac{1}{1500}$$

$$N = \frac{G \cdot n}{1500} \dots \dots \dots (5b)$$

Andere wählen l so, daß $K = \frac{2l \cdot \pi}{60 \cdot 75} = \frac{1}{1000}$ wird, also

$$l = \frac{60 \cdot 75}{2 \pi \cdot 1000} = \frac{4500}{2 \pi \cdot 1000} = 0,716 \text{ m und}$$

$$N = 0,001 \cdot G \cdot n \text{ in PS} \dots \dots \dots (5c)$$

Durch stärkeres oder schwächeres Anpressen der Holzbacken und durch Änderung von G kann die Reibung und damit auch die aufzuwendende Arbeit beliebig verändert werden. Die Regelung des Bremsdruckes erfolgt durch die Flügelmuttern M . Einer der Muttern wird eine Feder F oder ein Gummipuffer untergelegt, erstens um eine feiner abgestufte Veränderung des Anpressungsdruckes zu erreichen und zweitens, um Nachgiebigkeit in die Bremse hineinzubringen, was nötig ist, da die Bremscheibe nie ganz rund ist. Durch den Öltopf O erfolgt die Aufgabe des Schmiermittels zwischen die Bremsflächen.

Betr. der Anordnung des Bremshebels ist folgendes zu sagen:

Der Bremshebel ist bald über (Abb. 7a), bald unter Wellenmitte angeordnet. Bei letzterer Anordnung (Abb. 7, 11 und Abb. 7a punktiert) ist die Bremse leichter zu bedienen, da sie stabil ist. Nimmt nämlich die Leistung zu, wird das Gewicht G gehoben,

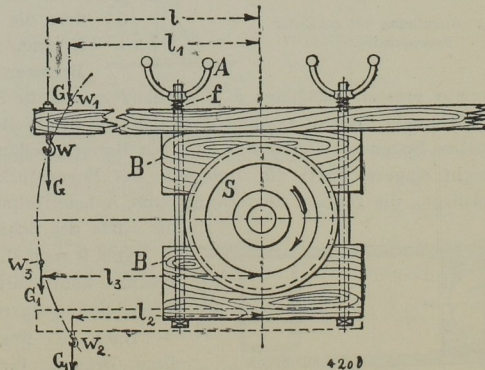


Abb. 7a.

so bewegt sich der Angriffspunkt von G auf einem Kreisbogen um Wellenmitte, l_2 wird größer, geht in l_3 über (Abb. 7a), so daß $M_d = G \cdot l_3$ auch größer wird und die Bremse zum Stehen kommt. Sinkt die Leistung, so fällt die Bremse ab, der Hebelarm wird kleiner als l_2 , das Moment M_d ist kleiner als $G \cdot l_3$ und die Bremse kommt also gleichfalls zur Ruhe.

Liegt der Hebelarm dagegen über Wellenmitte, wie in Abb. 7a ausgezogen gezeichnet, so ist das Gegenteil der Fall: Bei größerer Leistung der Maschine geht l in l_1 über, wird also kleiner, mithin also auch M_d , die Bremse ist labil, bei abfallender Leistung wird l größer, also auch M_d , die Bremse fällt noch mehr ab.

Eine andere Ausführung des Pronyschen Zaumes ist in Abb. 8 dargestellt.

Um die wassergekühlte Bremscheibe a wird halbkreisförmig auf der Bremsseite ein mit Holzbacken c beschlagenes Band b gelegt. Die Unterbrechungen zwischen den Holzbacken fördern die Wärmeleitung. Solche Bremsen stehen

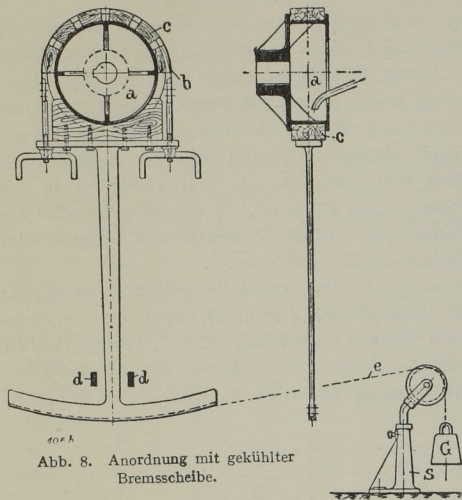


Abb. 8. Anordnung mit gekühlter Bremscheibe.

sehr gut, nur müssen Anschläge $d-d$ vorhanden und die Schnur e so angeordnet sein, daß sie tangential zu dem um das Wellenmittel angeordneten Bogenstück gerichtet ist. Als Bremshebellänge l (in Abb. 8 nicht eingezeichnet) gilt innerhalb des Bogenstückes, auf dem e aufliegt, die radiale Entfernung vom Achsmittelpunkt bis zur Mitte der Schnur e .

Abb. 9 zeigt einen Pronyschen Zaum mit selbsttätiger Spannungsregelung.

Nach E. Brauer ist diese Bremse für kleine Kräfte sehr brauchbar.

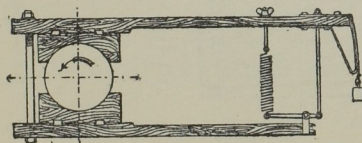


Abb. 9.

d) Bremse von Egen.

Viel Ähnlichkeit mit dem vorherbeschriebenen Pronyschen Zaum hat die Bremse von Egen, die statt der unteren Bremsbacke ein Eisenband mit einzeln befestigten Bremsklötzen besitzt (Abb. 10).

Das Hebelgewicht braucht bei Anwendung einer Dezimalwage nicht durch Gegengewichte ausgeglichen zu werden. Der Einfluß des Hebelgewichtes ist im Ruhezustand durch Abwiegen festgestellt und von dem Belastungsgewicht im Betrieb abgezogen. Diese Bremse wird hauptsächlich für Maschinen mit größerer Kraftleistung verwendet, da der Pronysche Zaum nach Abb. 7 für solche zu unhandlich wird. Die Bremse von Egen wird jedoch auch bei kleineren Maschinen angewandt.

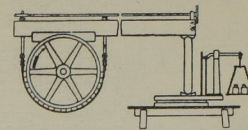


Abb. 10. Bremse von Egen.

Die Regelung der Bremse erfolgt durch das Handrad unter Vermittlung eines Schneckentriebs. Die Schmierung geschieht durch Seifenwasser, das man durch den oben durchbohrten Bremshebel oder einen oben angeordneten Schmiertopf (wie in Abb. 7 angedeutet) aufgibt.

e) Größenbestimmung der Bremsklötze.

Bei Berechnung der Abmessungen eines Pronyschen Zaums kann man wie folgt vorgehen:

1. Art: Erfahrungsgemäß vermag man mit einer solchen Bremse (bei guter Wasserkühlung, Innenkühlung der Scheibe und periodische Kühlung zwischen den Bremsflächen) je m^2 Druckfläche eine Reibungsleistung von

$$N_r = P \cdot U = 18000 \div 20000 \text{ mkg/sek} \dots \dots (6)$$

dauernd abzubremsen.

In (6) bedeutet:

P in kg/m^2 die spez. Anpressung der Backen,

$U \leq 10$ m/sek die Umf.-Geschw. der Scheibe.

Beispiel: Hierzu Abb. 11.

Es sind die Balkenabmessungen eines Pronyschen Zaumes zum Abbremsen einer 150 PS-Maschine zu bestimmen, die $n = 160$ Umdrehungen je min macht.

Gewählt wird Hebellänge $l = 2$ m Bremscheibendurchmesser $2r = 1$ m übertragbare Leistung $N_r = 18000$ mkg/sek je m^2 Druckfläche nach Formel 6. Beim Aufzeichnen ermittelt sich noch $x = 0,5$ m.

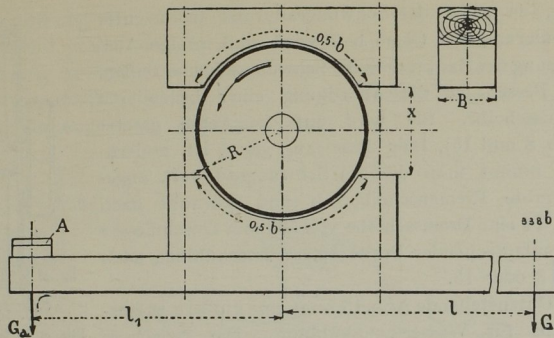


Abb. 11.

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit } U = \frac{1 \pi \cdot 160}{60} = 8,4 \text{ m/sek,}$$

dann ist die mit 1 m² Druckfläche zu übertragende Umfangskraft

$$P_1 = \frac{N_e}{U} = \frac{18000}{8,4} = 2142 \text{ kg.}$$

Nimmt man die Nutzleistung der Maschine N_e = Nennleistung + 10% = 165 PS an, so ist nach Formel 2

$$\text{nötiges Bremsgewicht } G = \frac{N_e \cdot 716,2}{l \cdot n} = \frac{165 \cdot 716,2}{2 \cdot 160} = 369 \text{ kg,}$$

das am Umfang der Scheibe einer

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{G \cdot l}{r} = \frac{369 \cdot 2}{0,5} = 1476 \text{ kg}$$

das Gleichgewicht hält, wofür

$$\text{nötige Druckfläche } f = \frac{P}{P_1} = \frac{1476}{2142} = 0,69 \text{ m}^2.$$

Der von den Backen umspannte Bogen ist (angenähert)

$$b = (2 \cdot r \cdot \pi) - 2x = 3,14 - (2 \cdot 0,5) = 2,14 \text{ m, mithin}$$

$$\text{Backenbreite } B = \frac{f}{b} = \frac{0,69}{2,14} \sim 0,325 \text{ m} = 32,5 \text{ cm.}$$

2. Art: Nach einer Formel von Bach ist:

$$D \cdot b = 75 \frac{N_e}{w} \text{ in cm}^2, \quad b = \frac{75 N_e}{D w} \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (7)$$

worin N_e in PS eff. Nutzleistung,

$D = 2 \cdot r$ in cm Durchm. der Bremsscheibe,

b in cm Breite der Bremsklötze, meist = 1,5 × Wellen ϕ ,

w bis 0,5 bei Luftkühlung,

„ 2,5 „ Wasserkühlung,

„ 5,0 „ Wasserkühlung, großen Geschwindigkei-

ten und kleinen Flächenrücken.

Für das vorstehende Beispiel wäre:

$$b = \frac{75 \cdot 165}{100 \cdot 2,5} \geq 49,6 \text{ cm bei Wasserkühlung,}$$

$$b = \frac{75 \cdot 165}{100 \cdot 5} \geq 24,8 \text{ cm bei großem } w \text{ und kleinem } p.$$

3. Art: Brauer* empfiehlt, für D und b in m

$$D \cdot b = \frac{N_e}{70}, \text{ also } b = \frac{N_e}{D \cdot 70} \text{ in m bei Luftkühlung} \quad (8)$$

$$D \cdot b = \frac{N_e}{126}, \text{ also } b = \frac{N_e}{D \cdot 126} \text{ in m,} \quad \dots \dots \dots (9)$$

wenn das Schwungrad als Bremscheibe benutzt wird.

$$D \cdot b = \frac{N_e}{570}, \text{ also } b = \frac{N_e}{D \cdot 570} \text{ in m für Wasserkühlung.} \quad (10)$$

Für das vorstehende Beispiel wäre nach Formel 10:

$$\text{Backenbreite } b = \frac{165}{1 \cdot 570} = 0,29 \text{ m} = 29 \text{ cm.}$$

4. Art: Radinger empfiehlt, für D und b in m

$$D \cdot b = \frac{N_e}{300}, \text{ also } b = \frac{N_e}{D \cdot 300} \text{ für Wasserkühlung} \quad (11)$$

Für das vorstehende Beispiel wäre demnach

$$\text{Backenbreite } b = \frac{165}{1 \cdot 300} = 0,55 \text{ m} = 55 \text{ cm.}$$

5. Art: Nach Wilke** ist zu nehmen:

$$D \cdot b \cdot U = C \cdot N_e, \text{ also } b = \frac{C \cdot N_e}{D \cdot U} \text{ in m,} \quad (12)$$

worin C abhängig von dem Bremsscheibendurchmesser D zu wählen ist. Wilke setzt auf Grund vieler ausgeführter Bremszäume

$$\text{für } D = 0,6 \quad 1,0 \quad 1,25 \quad 1,6 \text{ m,}$$

$$C = 0,0054 \quad 0,0125 \quad 0,0191 \quad 0,0254$$

zweckmäßig Umfangsgeschwindigkeit $U = 8 \div 10$ m/sek. Für das Beispiel unter e (1. Art) mit $D = 1$ m, $U = 8,4$ m/sek, $N_e = 165$ PS

$$\text{würde also } b = \frac{0,0125 \cdot 165}{1 \cdot 8,4} = 0,246 \text{ m} = 24,6 \text{ cm.}$$

* Zeitschrift des Vereins d. Ing. 1881 bzw. 1888, Seite 56.

** Wilke, Zeitschrift „Olmotor“ 1920, Seite 58.

f) Ausführung der Bremsklötze.

Zu den Bremsklötzen soll kein Hartholz verwendet werden, da es glatt wird (wie poliert) und dann seinen Zweck verfehlt. Am besten eignet sich Pappelholz, jedoch auch Weißbuchen-, Linden- und Weidenholz. Die Fasern des Holzes sollen bei Wasserschmierung quer, bei Ölschmierung parallel zur Bewegungsrichtung der Brems Scheibe verlaufen.

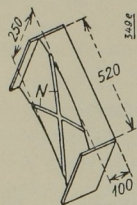


Abb. 12.
Bremsbacke für
größere Leistungen.

Die Schmierung der Bremsklötze bezweckt ruhigeres Arbeiten der Bremse. Zur Schmierung verwendbar ist jedes Öl oder auch Seifenwasser. Ohne Schmierung ändert sich der Reibungskoeffizient zwischen Backen und Scheibe ständig, was das Einspielen der Bremse bzw. die Ablesung der Belastung erschwert, die Bremse „steht nicht“.

Durch die Ölschmierung werden diese Schwankungen verringert. Die Nuten *N* (Abb. 12) bezwecken eine gute Verteilung des Schmiermittels.

Bei kleinen Bremsbacken können zur Vermeidung zu hoher Temperatur Wasserkühlung und Flächenschmierung vereinigt werden. Zu dem Zweck besitzt die hölzerne Bremsbacke (Abb. 13) eine schräge Nute, durch welche auf der einen Seite der Wasserzufluß und auf der

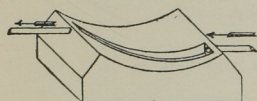


Abb. 13. Gekühlte Bremsbacke.

anderen Seite der Wasserabfluß stattfindet.

Die Wassermenge für Kühlung und Schmierung kann angesetzt werden, wenn *N* die Bremsleistung:

$$Q = 25 N \text{ in Liter in der Stunde.}$$

Die lichte Weite der Zuflußrohre müßte dann sein:

$$d = 2 \sqrt{N} \text{ in mm.}$$

Man kann auch das Kühlmittel durch ein Loch in der oberen Bremsbacke von Hand zuführen oder oben einen Öltopf nach Abb. 7 anordnen.

Durch Änderung der zugeführten Wassermenge ändert sich jedoch leicht der Reibungskoeffizient und beeinträchtigt die Gleichgewichtslage des Bremshebels.

g) Anordnung einer besonderen Brems Scheibe.

Im allgemeinen ist die Benutzung des Maschinenschwungrades als Brems Scheibe nur bei kurzer Bremsdauer (etwa 1 Stunde) statt-

haft, da sonst der Schwungradkranz trotz guter Schmierung mit Öl so heiß wird, daß infolge Ausdehnung des Radkranzes die Schwungradarme reißen.

Besser ist die Anordnung einer besonderen Brems Scheibe. Sie wird auf die Achse gesetzt (Abb. 8 und 15), falls diese lang genug ist, andernfalls nimmt man die am Schwungrad evtl. angeschraubte Riemenscheibe ab und schraubt nach Abb. 14 eine Brems Scheibe von 500 mm Durchmesser und entsprechender Breite an. Wasserkühlung nach Abb. 8 oder 15.

Untenstehende Abb. 15 zeigt eine größere Brems Scheibe für Wasserinnenkühlung. Die Zwischenrippen sollen den Wärmeübergang in das Wasser erleichtern.

Bei fliegend (auf Kopf der Welle) angeordneten Schwung-

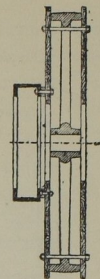


Abb. 14.
Fliegende Brems
Scheibe.

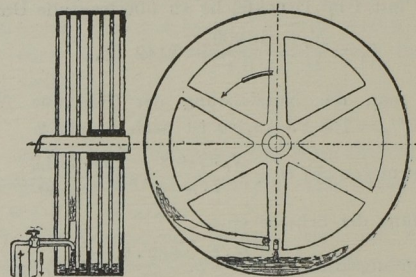


Abb. 15. Brems Scheibe mit Wasserinnenkühlung.

rädern kann man sich durch Aufschrauben der Brems Scheibe an das Schwungrad helfen, nach Abb. 14.

h) Weitere Ausführungen von Leistungsmessern.

1. Wasserwirbelbremse von Prof. Junkers.

In einem mit Wasser mehr oder weniger gefüllten Gehäuse *B* dreht sich ein Rotor *R*, der mit Stiften *S* versehen ist, die ihrerseits zwischen festen Stiften *S*₁ am Gehäuse durchlaufen. Durch das Peitschen des Wassers entsteht eine Widerstandskraft, die dem gelagerten Gehäuse eine Drehung zu erteilen versucht. Durch Balken, die am Bremsgehäuse angebracht sind, wird das Drehmoment mittels einer Meßvorrichtung (Wage oder dergl.) gemessen. Die größte Bremskraft entsteht bei ganz gefüllter Bremse. Durch

Verminderung des Wasserinhaltes läßt sich die Leistung bis auf annähernd Null herunterregeln. Da sich das Wasser bei der Bremsung erwärmt, muß der Bremse oben bei Z dauernd kaltes Wasser zufließen, während das erwärmte Wasser unten bei A durch ein Regelorgan abgelassen wird.

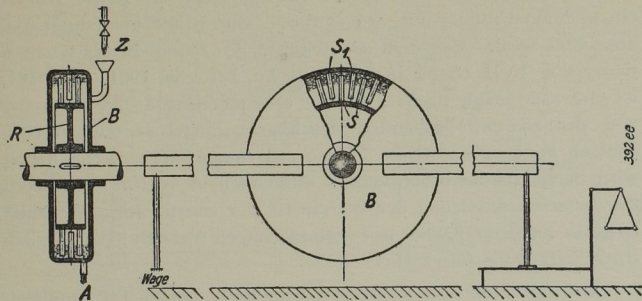


Abb. 16. Wasserwirbelbremse von Prof. Junkers.

Die Bremsen werden gebaut:

In fliegender Anordnung, unmittelbar auf den freien Wellenstumpf der zu bremsenden Maschine aufsetzend. Eine weitere Lagerung ist nicht erforderlich.

In doppelt gelagerter Ausführung (Abb. 16) mit Bock in Pendellagerung. Die größeren Typen dieser Bauart sind an den Naben mit einer Einrichtung zum genauen Einstellen und Zentrieren der Bremswelle mit der Welle des Antriebsmotors versehen. Diese Bremsen werden unmittelbar, möglichst mit einer nachgiebigen Kuppelung mit der Antriebsmaschine gekuppelt.

Die Bremsen sind leicht regelbar und für beide Drehsinne brauchbar. Sie messen vollständig genau, da auch die in den Bremsen entstehende Lagerreibung mitgemessen wird.

Bedingung ist, daß entsprechende Wassermengen vorhanden sind. Zur überschläglichen Bestimmung des Wasserverbrauchs nehmen wir an, daß die ganze in Wärme umgewandelte Bremsleistung in dem abfließenden Wasser enthalten ist, was nur annähernd zutrifft, dann ist

$$\text{nötige Wassermenge } Q = \frac{N \cdot 632}{t_2 - t_1} \text{ in kg/st bzw. l/st} \quad (13)$$

worin 632 Kal der Wärmewert einer PS/st,

t_1 in Grad Cels die Zulauftemperatur des Wassers,
 t_2 „ „ „ „ Abflauftemperatur „ „

Beispiel: Für $t_1 = 20^\circ$ und $t_2 = 65^\circ$ ergibt sich z. B. $Q \sim 14 N$ in l/st. Diese Menge wird sich etwas vermindern, weil ein kleiner Teil der entwickelten Wärme an das Bremsgehäuse usw. übergeht und an die umgebende Luft abgegeben wird.

Der Maschinen-Import E. Liebel in Eßlingen a. N. vertreibt eine Wasserbremse ähnlicher Bauart. Sie wird bis zu 2800 minutlichen Umdrehungen gebaut.

2. Froude-Wasserbremse der Germaniawerft* in Kiel. Sie wird viel benutzt, besonders für große Leistungen und ist infolge ihrer Bauart auch schon bei geringer Drehzahl genügend wirksam. Hauptteile sind das feststehende Gestell, der durch die zu bremsende Maschine in Bewegung gesetzte Läufer und dem um diesen auf Rollen im Gestell pendelnden Ständer. Das diesem erteilte Drehmoment kann in bekannter Art gemessen werden und zwar bei der Ausführung grob durch angehängte Gewichte und fein durch Zwischenschaltung einer Laufgewichtswage.

3. Bremsflügel** oder Windflügel sind 2 oder mehr mit der Maschinenwelle gekuppelte Flügel von verschiedener Form (in Abb. 18 ist die rechteckige Form schematisch dargestellt). Wie bei den Wasserwirbelbremsen das Wasser den Widerstand bildet, so bildet ihn hierbei die Luft. Wenn für einen bestimmten Flügel die Konstante, die wir mit K bezeichnen wollen, berechnet, oder durch Eichung bestimmt ist, dann ist die

$$\text{Maschinenleistung } N_e = K \cdot n^3 \text{ in PS}_e \quad (14)$$

d. h. sie ist nur noch abhängig von der 3. Potenz der Maschinendrehzahl.

Bremsflügel sind nur bei höheren Drehzahlen genügend wirksam, sie finden deshalb bei Automobil- und Flugzeugmaschinen Verwendung.

Als Nachteil wäre anzuführen, daß der in Betrieb gesetzte Bremsflügel sich auf eine ganz bestimmte Belastung einstellt, und die Regelung nur bei abgestellter Maschine erfolgen kann durch Verstellen der Flügel. (Dabei ändert sich auch die Konstante für Formel 14.) Zur Vermeidung einer Maschinenüberlastung ist diese Eigenart jedoch von Vorteil, denn eine Überlastung der Maschine bis zum Stillstand kann bei Windflügelbremsung nicht eintreten, weil, wie aus Formel 14 hervorgeht, der Widerstand am Bremsflügel sich in der dritten Potenz von n verändert, ein Nachlassen in der Drehzahl der Maschine also sofort eine wirksame Entlastung bedeutet.

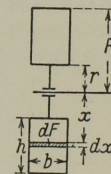


Abb. 18. Bremsflügel.

* El. Eng. Bd. 31, Seite 1283. Hydraulische Bremse von Stumpf, Z. d. V. d. Ing. 1907, S. 67. Wasserbremse von Rateau, Z. d. V. d. Ing. 1913, S. 1083.

** Vgl. Haeder „Des Technikers höhere Mathematik“ Nr. 411.

Beispiel: $N = 100$ PS, $n = 1000$. Fällt die Drehzahl nur um 1% auf $n_1 = 990$, so vermindert sich die nötige Maschinenleistung auf $N_1 = \frac{990^3}{1000^3} \cdot 100 = 97$ PS, also bereits um 3%.

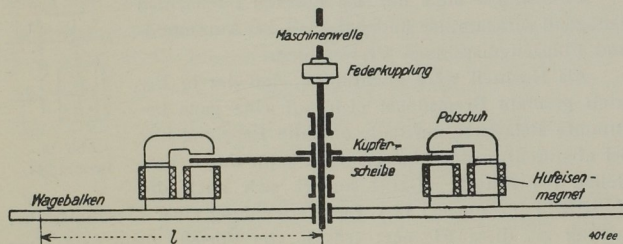
Ein weiterer Vorteil ist der Fortfall der Bremsflächenkühlung. Ausgeführte Bremsflügel (mit 2 Bremsflächen und $r_4 = \text{Null}$) zeigten folgende Abmessungen:

| | | |
|------------------------|--------------------|----------------------|
| $R = 800$ | 830 | 840 mm |
| $b = 140$ | 150 | 160 „ |
| $K = \frac{524}{10^9}$ | $\frac{653}{10^9}$ | $\frac{730}{10^9}$ * |

Für eine Drehzahl von $n = 1500$ je min ist dann z. B. die Bremsleistung $N = K \cdot n^3 \sim 177$ 220 246 PS.

4. Wirbelstrombremsen dienen dazu, feine Messungen an nicht zu großen Maschinen vorzunehmen. Die Wirbelstrombremse besteht vielfach aus einer etwa 8 mm dicken Kupferscheibe, die sich in einem Magnetfelde dreht. Hierbei erfährt diese Scheibe einen Widerstand. Es entsteht eine Kraft, welche die Feldmagnete in der Drehrichtung mitzunehmen sucht.

Nach einer nach Prof. Fr. Feßner für die Reichsanstalt entworfenen Bremse** ist die beiderseitig gelagerte Kupferscheibe mit dem zu untersuchenden Motor direkt oder mittels einer Federkupplung verbunden, während das diese Scheibe umfassende Magnet-system entweder um die gleiche Achse oder in Schneiden drehbar gelagert und mit einem Wagebalken verbunden ist, der in der Entfernung l vom Drehpunkt das Gewicht G aufnimmt. Anstatt



der mechanischen Reibung zwischen Brems-scheibe und Zaum wird also hier der erforderliche Widerstand auf elektrischem Wege erzeugt. Die vorgesehenen Hufeisenmagnete müssen von einer Stromquelle entsprechend erregt werden, weshalb ein veränderlicher Widerstand eingeschaltet sein muß.

* Rechnerisch bestimmt nach Haeder, Des Technikers Höhere Mathematik, Nr. 411.

** Elektrotechnische Zeitschrift 1901, S. 603.

Zufolge der in der Kupferscheibe auftretenden Wärme, welche durch Ausstrahlung an die umgebende Luft abgegeben werden muß, kann man mit einer solchen Bremse nur geringe Leistungen etwa bis 5 PS abbremsen, oder man muß Wasserkühlung anwenden. In letzterem Falle verwendet man 2 Scheiben in einem Abstände. In dem so gebildeten Hohlraum tritt in Nähe der Achse Wasser ein und am Umfang aus, wo es durch eine Rinne gesammelt und abgeleitet wird. Bei dem elektrischen Präzisions-Bremsdynamometer von E. H. Rieter in Elektrotechn. Zeitschr. 1901, Seite 194, ist um das magnetische Feld ein eiserner Ring angeordnet, der von der zu untersuchenden Maschine unmittelbar oder mittels Riemen angetrieben wird. Die so zugeführte mechanische Arbeit wird in elektrische Energie und schließlich in Wärme umgesetzt. Zur besseren Ableitung der Wärme ist der eiserne Ring an seiner äußeren Kreisoberfläche mit rillenförmigen Vertiefungen ähnlich einer Seilscheibe ausgeführt.

Bei einzelnen Ausführungen ist als umlaufender Teil unmittelbar das Schwungrad benutzt, und an seinem äußeren Umfange sind 2 oder mehrere Feldmagnete angeordnet, die an einem um die Welle drehbaren Wagebalken befestigt sind.

5. Elektrodynamische Leistungswage von Dr. Levy, Berlin N 65.

Die Elektrodynamische Leistungswage stellt eine Dynamomaschine dar, deren Anker doppelt drehbar gelagert ist.

Der Anker ist wie bei normalen Maschinen in dem Gehäuse gelagert und dieses in Kugellagerböcken nochmals drehbar angeordnet (Abb. 20-21), so daß es zwischen zwei einstellbaren Anschlägen frei schwingen kann. Das Gehäuse ist beiderseitig mit Wagebalken versehen, von denen je nach der Drehrichtung der eine oder andere durch Gewichte belastet wird.

Wird nun die Leistungswage mit der zu untersuchenden Maschine gekuppelt bzw. angetrieben und der erzeugte Strom entnommen, so übt der sich drehende Anker auf das Maschinengehäuse ein Drehmoment aus, dem das nachgiebig gelagerte Gehäuse folgen will. Durch Gewichtszug am gegenüberliegenden Wagebalken wird dies verhindert und gleichzeitig das Drehmoment hierdurch gemessen.

Die Elektrizität übernimmt also, nur die Mitnahme des Gehäuses verursacht also ein Drehmoment, dessen Größe durch Regelung an der Schalttafel eingestellt wird. Gemessen wird das Drehmoment durch Belastung des Wagebalkens. Die Berechnung

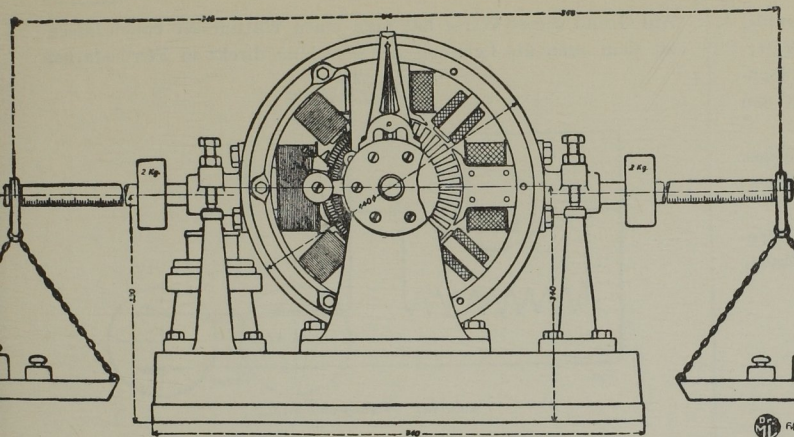
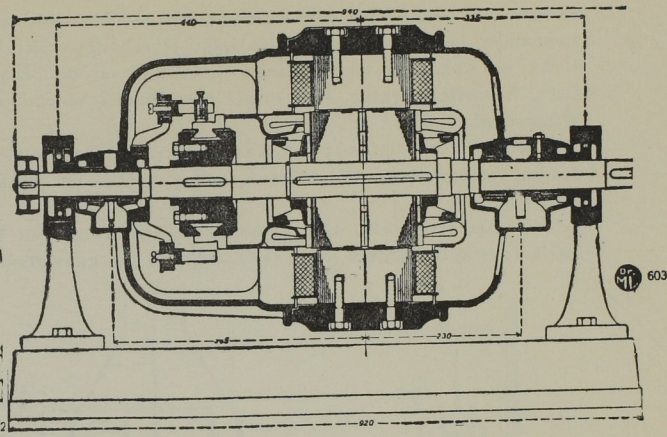


Abb. 20.



Leistungswage von Dr. Levy.

Abb. 21.

der Bremsleistung erfolgt wie beim Pronyschen Zaum nach Formel 5.

Die Leistungswagen können für Gleichstrom und Drehstrom gebaut werden. Bisherige Ausführung zwischen $N = 2 \text{ PS} \div 300 \text{ PS}$, $n = 500 \div 3500$. Der erzeugte Strom kann nutzbar verwertet werden. Wenn hierzu keine Gelegenheit vorhanden ist, erfolgt die Vernichtung des Stromes in Belastungswiderständen, vgl. i 3.

i) Elektrische Leistungsmessung.

Man läßt die zu untersuchende Maschine eine Dynamomaschine antreiben, verwandelt die Energie der Arbeitsmaschine also in Elektrizität, indem man die Dynamomaschine entsprechend belastet.

Spannung V in Volt und Stromstärke J in Ampere werden bei Gleichstrom getrennt am Schaltbrett abgelesen und aus dem Produkt $p = V \cdot J = \text{Voltampere}$ oder Watt die Maschinenleistung wie folgt ermittelt (bei Wechsel- und Drehstrommaschine kann man unmittelbar von dem Wattmeter ablesen):

1. Wenn Maschine und Dynamo unmittelbar gekuppelt.

$$736 \text{ Watt} = 75 \text{ mkg/sek} = 1 \text{ PS, mithin ist,}$$

wenn η' der Wirkungsgrad der Dynamomaschine:

für Gleichstrommaschinen

$$\text{Maschinenleistung } N = \frac{p}{736 \cdot \eta'} \text{ in PS} \dots \dots \dots (15)$$

für Wechselstrommaschine dagegen

$$\text{Maschinenleistung } N = \frac{p \cdot \cos \varphi^*}{736 \cdot \eta'} \text{ in PS}_e \dots \dots (16)$$

Für neue in Ordnung befindliche Dynamos ist $\eta' = 0,9$.

2. Wenn der Dynamoantrieb durch Riemen erfolgt, darf zu der nach Formel 15 und 16 errechneten Maschinenleistung ein Zuschlag von 2% gemacht werden, für Leistungsverlust durch Riemenrutsch und dergl.

3. Einschaltung künstlicher Widerstände.

Nicht immer ist es möglich, die Dynamomaschine voll auf das Netz arbeiten zu lassen. In diesem Falle muß die erzeugte elektrische Arbeit durch Einschalten künstlicher Widerstände, wie Glühlampen, Drahtspiralen oder Wasser vernichtet werden. Die Wasserwiderstände sollen etwas näher beschrieben werden.

Bei Gleichstrombetrieb werden 2 oder mehr Eisenbleche (jedoch gerade Anzahl) mit der Leitung der Dynamomaschine leitend verbunden und zwar abwechselnd eine Platte mit dem + Pol, die

* Da bei Wechselstrom die sinöidisch verlaufende Spannungskurve gegen die Stromkurve um den Winkel φ verschoben sein kann, so ist die wirkliche elektr. Leistung gleich der scheinbaren (am Schaltbrett abgelesenen) mal $\cos \varphi$. Also wirkliche elektr. Leistung = Voltamp. $\times \cos \varphi$.

Bei Vollbelastung ist $\cos \varphi \sim 0,9$, bei Teilbelastung sinkend bis 0,7 und darunter $\dots \dots \dots (16a)$
Vgl. auch Haeder, Konstr. u. Rechnen. § 838.

ändern mit dem — Pol usw. Die Platten werden dann parallel zueinander in ein wassergefülltes Gefäß eingehängt. Der Widerstand ist abhängig von Plattenabstand und -größe, Eintauchtiefe, Wassertemperatur. Sodazusatz zum Wasser vermindert den Widerstand.

Je tiefer die Bleche in das Wasser eintauchen und je niedriger dessen Temperatur gehalten wird, um so größer ist der Bremswiderstand.

Für Dauerversuche wäre es nun durchaus nötig, den Widerstand konstant zu halten, doch gelingt das nur recht unvollkommen.

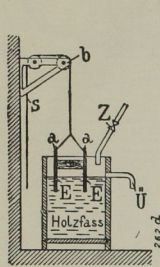


Abb. 22.

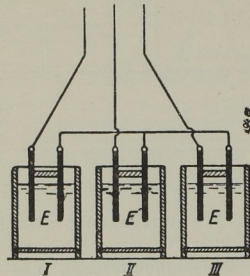


Abb. 23.

Immerhin soll man das Wasser nicht auf Siedetemperatur erwärmen lassen und durch Einregeln des ständigen Wasserzulaufes *Z* (Abb. 22) und Anordnung eines Überlaufes *U*, so gut es eben geht, die Temperatur konstant halten. Außerdem ist es zweckmäßig, die Elektroden *E* an ein über eine Rolle *b* geführtes Seil *S* zu hängen, sodaß man durch Verändern der Eintauchtiefe die Spannung regeln kann. Natürlich muß das Seil bei *a* an Porzellanisolatoren befestigt sein.

Für Drehstrom sind 3 Gefäße nötig, wobei die Schaltung nach Abb. 23 erfolgen muß. Im übrigen kann die Regelung wie Abb. 22 geschehen.

Beispiel: Einrichtung für die Prüfung der Maschine in der Fabrik.

Eine Transmission läuft in der Halle entlang, sodaß von jedem Fundament aus die Transmission und die daran gehängte Dynamo getrieben werden kann. Um häufiges Auswechseln der Transmissionsscheiben (Riemenscheiben) zu vermeiden, ist jedes Fundament für Maschinen gleicher Umdrehungszahl bestimmt.

Der Wirkungsgrad der Dynamo ist für Voll- und für eine große Anzahl Teilbelastungen ermittelt und der Kraftbedarf der Transmission einschl. Dynamoriemen durch Bremsung festgestellt.

Auf Grund dieser Werte hat man einen Wattmesser bauen lassen an dem man die Leistung der Maschine direkt in Pferdestärken

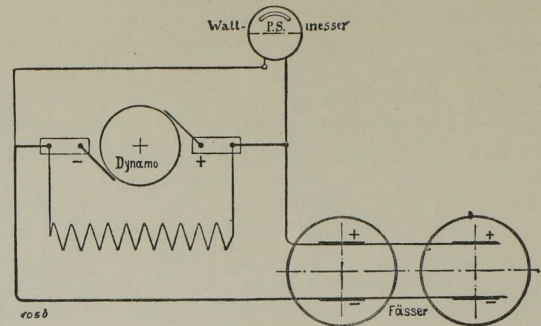


Abb. 24. Prüfungseinrichtung.

ablesen kann. Für den Kraftverlust infolge der Übertragung der Maschinenleistung auf die Dynamomaschine sind 2% zuzuschlagen. Der erzeugte Strom wird meist durch Wasserwiderstand verzehrt, weil nicht genügend Verwendung vorhanden ist (vgl. unter 3). Die Gesamtanordnung ist aus Abb. 24 ersichtlich.

Die elektrische Leistungsmessung ist wenig genau, weil der Wirkungsgrad der Dynamo bei Teilbelastung schwer bestimmbar ist, die Meßinstrumente öfter Fehler aufweisen, und weil meist auch durch mangelhafte Verlegung vorhandene, von Maschinenlieferanten schwer prüfbare Widerstände bestehen können.

Deshalb wird in den „Regeln für Leistungsversuche“ verlangt, alle Meßgeräte vor und nach der Prüfung zu eichen.