

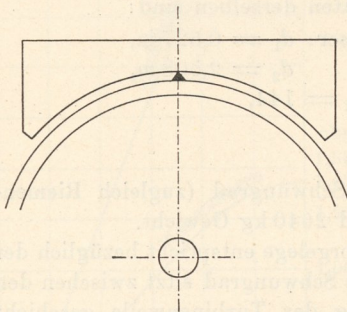
Lager-, Zahn- und Lufttreibungsarbeit ermittelt und zu der gebremsten Leistung addiert werden (vgl. S. 52 u. f.).

Die Bremsvorrichtung entsprach der auf S. 57 beschriebenen und durch Fig. 42 (S. 58) dargestellten Anordnung. Der Hebel des Pronyschen Zaumes stützte sich demnach auf eine Dezimalwaage und war die verwandte Bremse selbst ein besonders empfindlicher, leicht zu bedienender Apparat. Die Bremsscheibe von 1250 mm Durchmesser wurde neben dem Schwungrade, also zwischen den Lagern (D_2) und (D_3) (s. Fig. 40, S. 55) aufgesetzt.

Die Waage wurde so hoch aufgestellt, daß der Bremsbalken genau horizontal gerichtet war.

Sowohl die Bremshebellänge als auch den toten Druck der Bremse auf die Waage bestimmte man vor und nach den Versuchen; die Mittelwerte derselben legte man der Rechnung zugrunde. Betreffs Er-

Fig. 57.



mittlung der letzteren Größe sei noch folgendes bemerkt. Der Bremsbalken wurde über der Welle etwas angehoben und mittels eines Dreieckseisens senkrecht über dem Wellenmittel unterstützt, wie Fig. 57 zeigt; hierdurch erzielte man eine reibungslose Lagerung der Bremse in der Vertikalen durch die Wellenmitte. Nachdem das freie Ende des Balkens um ein gleiches Stück wie die Bremse durch entsprechende Unterlagen gehoben war, konnte

der tote Druck der Bremse auf die Waage bestimmt werden.

Die Bremsscheibe wurde durch Wasser gekühlt; dasselbe floß aus einem höher stehenden Fasse durch einen Schlauch in den Einführungstrichter unter konstanter Druckhöhe, was man in der gleichen Weise erzielte, wie im Beispiele S. 74 beschrieben. Hierdurch wird ein ruhiges und sicheres Arbeiten der Bremse bedeutend gefördert.

Berechnung der absoluten und gebremsten Pferdekräfte, sowie der Nutzeffekte.

Es bezeichne l die Länge des Bremshebels in Meter; dieselbe wurde im Mittel zu 3,024 m bestimmt;

G den Wagedruck in Kilogramm abzüglich des Bremshebelgewichtes, welches 80 kg betrug;

und n die minutliche Umdrehungszahl der Vorgelegewelle, so besteht [nach Formel (31), S. 53] für die Bremspferde die Beziehung:

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,5} = 0,00422 G \cdot n \text{ Pferdestärken.}$$

Aus den jeweilig gefundenen Werten für G und n ergeben sich die in der Tabelle eingeschriebenen Zahlen für N_1 .

Aus den einzelnen Berechnungen für N_2 bis N_5 sub a) bis d) und den Werten für N_1 ergeben sich sodann die Werte für N_e . Die absoluten Pferdestärken resultieren aus der gefundenen Wassermenge V und der Beziehung [s. Formel (7), S. 27 und (2), S. 39]:

$$N_a = \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}$$

Der Nutzeffekt der Anlage bzw. der Turbine ist aus der Relation $\eta = \frac{N_e}{N_a}$ [s. Formel (8), S. 34 und s. S. 51] zu ermitteln.

Die einzelnen berechneten Werte finden sich in Tabelle II zusammengestellt.

Bestimmung der Verluste durch Reibung.

Die Berechnung der Reibungsarbeiten geschah im einzelnen wie folgt:

a) Bestimmung des Lagerreibungsverlustes N_2 durch das Gewicht der Vorgelegewelle und Zubehör. — Es betrug

das Gewicht der Vorgelegewelle	512 kg
" " " Bremsscheibe	943 "
" " des konischen Triebes	363 "
" " " Schwungrades	2640 "

Zusammen $g_s = 4458$ kg

Die Lagerzapfen der Vorgelegewelle hatten die Durchmesser $D_1 = 0,120$ m, $D_2 = 0,140$ m, $D_3 = 0,120$ m, woraus sich ein mittlerer Zapfendurchmesser von $D_m = 0,126$ m ergibt. Der Zapfenreibungskoeffizient konnte für die verwendeten Ringschmierlager mit beweglichen Weißmetallscheiben zu $\mu = \frac{1}{40}$ angenommen werden. Mit diesen Werten erhält man [nach Formel (32), S. 53] eine Lagerreibungsarbeit von

$$N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 76} = 4458 \cdot \frac{1}{40} \cdot \frac{0,126 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \sim 0,01 \cdot n$$

b) Die Zahnreibungsarbeit N_3 wird auf Grund der konstruktiven Daten der Zahnräder (s. S. 54) ermittelt; sie ist proportional der zu übertragenden Leistung ($N_1 + N_2$). Der Reibungskoeffizient μ_1 werde gleich 0,075 gesetzt in Anbetracht der genauen Herstellung der Räder. Die Größe x der Formel (34 b), S. 54 berechnet sich zu 0,141. Demnach ist

$$N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) = 0,075 \cdot 0,141 \cdot (N_1 + N_2)$$

oder

$$N_3 = 0,0105 \cdot (N_1 + N_2) = \sim 0,01 (N_1 + N_2)$$

c) Die Reibungsarbeit N_4 im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle infolge des Zahndruckes ergibt sich nach Formel (38 b), S. 55

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4}{d_1 \cdot n}$$

Die einzusetzenden Werte sind hierbei:

mittlerer Zapfendurchmesser der Lager 1 und 2 . . . $D_{1,2} = 0,130$ m
 Halszapfendurchmesser $D_4 = 0,275$ „
 Durchmesser des kleinen Rades $d_1 = 0,627$ „

$$\mu = \frac{1}{40} \quad n' = \frac{1}{4} \cdot n$$

Daher

$$N_4 = \frac{1}{40} \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{0,130 + \frac{0,275}{4}}{0,627}$$

oder

$$N_4 = 0,00793 \cdot (N_1 + N_2 + N_3).$$

Setzt man noch für N_3 den unter b) (S. 87) gefundenen Wert ein, so wird

$$N_4 = 0,00793 \cdot 1,01 (N_1 + N_2) = 0,00801 (N_1 + N_2).$$

d) Aus analogen Versuchen konnte man den Wert für die Luftreibungsarbeit bei einer Tourenzahl von 130 pro Minute zu etwa 1,7 PS annehmen. Um sich des Vorwurfes, zu günstig gerechnet zu haben, zu beheben, wurde die Luftreibungsarbeit mit nur $N_5 = 0,8$ PS in Rechnung gesetzt. — Die Summe der Verluste unter a) bis d) ergibt sich somit aus den Werten $N_2 + N_3 + N_4 + N_5$ und die Gesamtleistung der Turbine ist

$$N_e = N_1 + N_2 + 0,01 (N_1 + N_2) + 0,00801 (N_1 + N_2) + 0,8 \text{ PS} = 1,01801 (N_1 + N_2) + 0,8 \text{ PS}.$$

Wassermessung.

Die Wassermessung erfolgte im Oberwassergerinne mittels des Woltmannschen¹⁾ Flügels mit elektrischer Zeichengebung (s. S. 12 u. 13). Die Gleichung für den Flügel war von der hydrometrischen Prüfungsanstalt an der Technischen Hochschule in München festgelegt. Das Meßprofil war von rechteckigem Querschnitt mit glatt zementierten Wänden. Die Seitenwände des Profils waren senkrecht. Die lichte Weite betrug 3,30 m.

Die Wassergeschwindigkeit wurde nach der Teichmannschen Methode in acht Punkten des Meßprofils (s. S. 7 u. f.) bestimmt. Für jeden Punkt wurden Beobachtungen bei 50 und 250 Umdrehungen des Flügels angestellt.

Zur Bestimmung der Wassertiefe wurde die Entfernung der Oberkante des Kanals und die Kanalsohle festgestellt; dieselbe betrug im Mittel 2,038 m. Durch Messung wurde die Entfernung h_m von Kanaloberkante bis zum Oberwasserspiegel ermittelt, so daß sich die Wassertiefe zu

$$2,038 - h_m$$

¹⁾ Die Woltmannsche Flügelmessung konnte hier mit Vorteil angewandt werden, da der Kanal einen regelmäßigen einfachen Querschnitt hatte und somit möglichst gleiche Geschwindigkeit der parallel liegenden Wasserfäden bestand.