

d den Durchmesser des kleinen,
 D den des grossen Kolbens in cm,
 so presst der erstere, sobald er um das Stück s in das
 gefüllte Gefäss gedrückt wird, eine Wassermenge $d^2 \frac{\pi}{4} s$
 unter den grossen Kolben, hebt diesen also um eine
 Strecke h, welche durch die Beziehung

$$D^2 \frac{\pi}{4} h = d^2 \frac{\pi}{4} s$$

bestimmt ist. Hieraus ergibt sich ein Umsetzungs-
 verhältnis

$$\frac{h}{s} = \frac{d^2}{D^2} \dots \dots \dots 38$$

womit nach Hauptgl. I auf S. 22 für die Betriebskraft
 der reibungslos gedachten Kolben

$$P_0 = Q \frac{d^2}{D^2}$$

folgt. Als Nebenhindernisse sind wieder vorwiegend die
 Reibungswiderstände der beiden Kolben zu betrachten.
 Ist p der Druck der Flüssigkeit auf das qcm der beiden
 Kolbenflächen, so beträgt die Reibung des kleinen Kolbens
 nach den Angaben unter a)

$$W_1 = \mu \cdot d \pi \cdot p$$

und die des grossen Kolbens

$$W_2 = \mu \cdot D \pi \cdot p.$$

Es ist nun ferner

$$P = d^2 \frac{\pi}{4} p + W_1 = d^2 \frac{\pi}{4} p + \mu \cdot d \pi \cdot p,$$

$$Q = D^2 \frac{\pi}{4} p - W_2 = D^2 \frac{\pi}{4} p - \mu \cdot D \pi \cdot p,$$

während nach Hauptgl. III auf S. 23

$$P = (1 + \varphi) Q \frac{d^2}{D^2} \dots \dots \dots 39$$

wird. Aus der Vereinigung der letzten drei Gleichungen
 folgt dann

$$1 + \varphi = \frac{1 + 4 \frac{\mu}{d}}{1 - 4 \frac{\mu}{D}} \dots \dots \dots 40$$

Für μ gelten auch hier die unter a) angeführten Werte.

§ 14.

Die Trommelwinden.

Hebezeuge, welche die an einem Seil oder einer
 Kette hängende Last vermittelt Drehung einer Trommel
 hochwinden, bilden die Hauptvertreter der Lasthebe-
 maschinen mit rotierender Kraftübertragung. Sie finden
 sowohl für Hand- als auch für motorischen Antrieb Ver-
 wendung und sind im letzteren Falle allein dazu geeignet,
 die von einem rotierenden Motor geleistete Arbeit in
 einer Hebemaschine zum Heben von Lasten nutzbar zu
 machen. Für kleinere Lasten werden sie oft ohne be-
 sonderes Vorgelege ausgeführt, meist ist aber zwischen
 Last- und Kraftwelle zur Vergrösserung der Übersetzung
 ein Rädervorgelege eingeschaltet; dasselbe kann durch

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

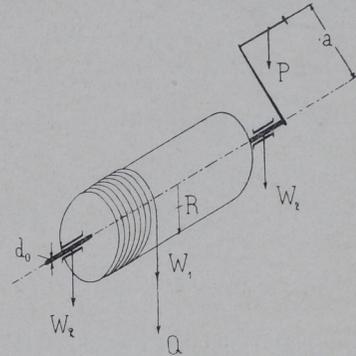
Zahn-, Reibungsräder oder Schnecke und Schneckenrad
 gebildet werden.

Zur Berechnung der Trommelwinden benutzen wir
 die Hauptgl. Ia, IIa, III bis VI auf S. 22 bzw. 23 und
 unterscheiden dabei:

a) Trommelwinden ohne Vorgelege.

In der gewöhnlichen Anordnung (Fig. 29 des Textes)
 bestehen dieselben aus einer doppelt gelagerten Welle,
 welche zwischen den Lagern die Trommel, ausserhalb
 derselben die Kurbel oder das Haspelrad zum Angriff
 der Betriebskraft trägt. Da Last- und Kraftwelle zu-

Fig. 29.



sammenfallen, so muss die Winkelgeschwindigkeit beider
 gleich ($\omega_w = \omega_c$), also nach Hauptgl. IIa auf S. 22

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R}{a} \dots \dots \dots 41$$

sein, wobei R der Trommelradius, a der Hebelarm der
 Kraft ist. Weiter folgt aus Hauptgl. Ia auf S. 22 die
 Betriebskraft der reibungslos gedachten Maschine zu

$$P_0 = \frac{Q \cdot R}{a}$$

und somit die wirkliche Betriebskraft nach Hauptgl. III
 auf S. 23, wenn φ hier mit φ_t bezeichnet wird, zu

$$P = (1 + \varphi_t) \frac{Q \cdot R}{a} \dots \dots \dots 42$$

Der Verlustfaktor φ_t ist von den Nebenhindernissen
 abhängig. Dieselben bestehen

1. in dem Widerstande W_1 , den das Seil oder die
 Kette beim Auflegen auf die Trommel dadurch verur-
 sachen, dass sie aus der geraden in die gekrümmte
 Richtung übergehen müssen. Auf S. 24 wurde dieser
 Widerstand bei einer Rolle, wo er an der Auf- und Ab-
 laufstelle des Lastorganes auftritt, im ganzen zu σ mal
 der Spannung im auflaufenden Trum ermittelt. Die
 letztere ist hier gleich der Last Q, und der fragliche
 Widerstand kann, weil er bei einer Trommel nur an der
 Auflaufstelle des Seiles oder der Kette wirksam ist,

$$W_1 = 0,5 \sigma \cdot Q$$

gesetzt werden. Dabei beträgt nach den Angaben auf
 S. 24

$$\text{für Hanfseile } \sigma = 0,1 \frac{\Delta^2}{R} \quad (\Delta \text{ und } R \text{ in cm),}$$

für Ketten und Drahtseile $\sigma = 0,2 \frac{\Delta}{R}$

mit Δ als Seil- bzw. Ketteneisenstärke.

2. in dem Zapfenreibungswiderstand W_2 in den beiden Lagern. Derselbe hat die Grösse

$$W_2 = \mu_1 \cdot Z,$$

wobei der Zapfendruck Z gleich der Resultierenden aus Q und P ist. Vernachlässigen wir P , dessen Einfluss auf den Wert von W_2 und φ_t nur gering ist, mit Rücksicht auf die Einfachheit der schliesslichen Formel, so wird

$$W_2 = \mu_1 \cdot Q.$$

Es muss nun, wenn Gleichgewicht an der Welle herrschen soll, nach Fig. 29

$$P \cdot a = Q \cdot R + W_1 \cdot R + W_2 \frac{d_0}{2}$$

oder

$$P \cdot a = Q \cdot R \left(1 + 0,5 \sigma + \mu_1 \frac{d_0}{2R} \right)$$

sein, wenn d_0 der Zapfendurchmesser ist. Vereintigt man diesen Wert von $P \cdot a$ mit dem aus Gl. 42 sich ergebenden, so folgt

$$\varphi_t = 0,5 \sigma + \mu_1 \frac{d_0}{2R}$$

oder mit den angeführten Werten von σ (Δ , R und d in cm) für Hanfseile

$$\varphi_t = 0,05 \frac{\Delta^2}{R} + \mu_1 \frac{d_0}{2R} \dots 43a$$

für Ketten und Drahtseile

$$\varphi_t = 0,1 \frac{\Delta}{R} + \mu_1 \frac{d_0}{2R} \dots 43b$$

Um Mittelwerte zu bekommen, setzen wir das Verhältnis $\frac{d_0}{2R} = 0,2$ für gewöhnliche Trommeln, sowie $\frac{d_0}{2R} = 0,4$ für Kettennuss und Stegrolle. μ_1 beträgt 0,08 bis 0,1. Damit ergibt sich abgerundet:

für Hanfseile ($R = 4 \Delta$, Δ in cm)

$$\varphi_t = 0,02 (0,6 \Delta + 1) \text{ oder } 2 (0,6 \Delta + 1) \text{ Prozent } 44a$$

für Drahtseile und Ketten mit gewöhnlicher Trommel ($R = 10 \Delta$)

$$\varphi_t = 0,03 \text{ oder } 3 \text{ Prozent } \dots 44b$$

für Ketten mit Kettennuss oder Daumenrolle bei 4 bis 6 Stegen bzw. 8 bis 12 Daumen ($R = 3,3 \Delta$ bis 5Δ)

$$\varphi_t = 0,07 \text{ bis } 0,06 \text{ oder } 7 \text{ bis } 6 \text{ Prozent } \dots 44c$$

Für Reibungstrommeln können die vorstehenden Werte von φ_t mit Rücksicht auf die Ungenauigkeit, welche der Rechnung überhaupt anhaftet, auch noch als gültig angesehen werden, zumal die Abweichungen, welche sich bei eingehender Bestimmung ergeben, nur gering sind. Nur für Trommeln und Winderollen mit Gegengewicht dürfte es, namentlich wenn das letztere bedeutend ist, angebracht sein, die Widerstände W_1 und W_2 , sowie den Verlustfaktor nochmals zu ermitteln.

Fig. 30 des Textes zeigt die Trommel mit der Last Q und dem Gegengewicht G_x . Die Betriebskraft der reibungs-

los gedachten Maschine ist, da beim Hochwinden der Last nur ein Drehmoment $(Q - G_x) R$ auftritt,

$$P_0 = \frac{(Q - G_x) R}{a},$$

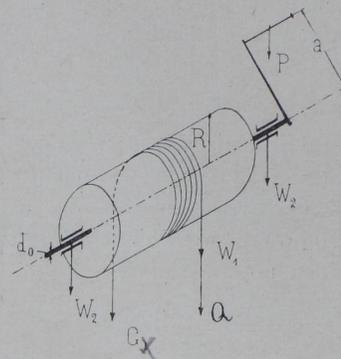
womit aus Hauptgl. III auf S. 23

$$P = (1 + \varphi_t) \frac{(Q - G_x) R}{a} \dots 45$$

folgt. Der Seilsteifigkeits- oder Kettenreibungswiderstand W_1 ist hier, da er an der Auf- und Ablaufstelle des Lastorganes auftritt,

$$W_1 = 0,5 \sigma (Q + G_x).$$

Fig. 30.



Der Zapfenreibungswiderstand W_2 beträgt, da der Zapfendruck bei Vernachlässigung von P gleich $Q + G_x$ ist,

$$W_2 = \mu_1 (Q + G_x).$$

Es muss deshalb

$$P \cdot a = (Q - G_x) R + 0,5 \sigma (Q + G_x) R + \mu_1 (Q + G_x) \frac{d_0}{2}$$

sein, woraus sich in Verbindung mit Gl. 45

$$\varphi_t = \frac{Q + G_x}{Q - G_x} \left(0,5 \sigma + \mu_1 \frac{d_0}{2R} \right)$$

oder für Hanfseile (Δ in cm)

$$\varphi_t = \frac{Q + G_x}{Q - G_x} \left(0,05 \frac{\Delta^2}{R} + \mu_1 \frac{d_0}{2R} \right) \dots 46a$$

für Drahtseile und Ketten

$$\varphi_t = \frac{Q + G_x}{Q - G_x} \left(0,1 \frac{\Delta}{R} + \mu_1 \frac{d_0}{2R} \right) \dots 46b$$

ergiebt.

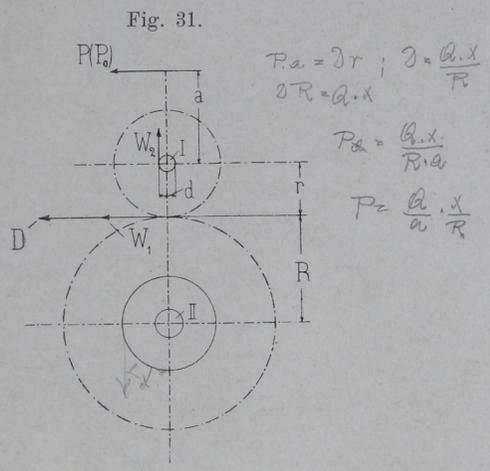
Die vorstehend ermittelten Werte von φ_t gelten nicht nur für Trommelwinden ohne Vorgelege, sondern auch für die Trommelwellen dieser Winden mit Vorgelege, da es für die Berechnung von φ_t völlig gleichgültig ist, ob die Trommelwelle bei fehlendem Vorgelege durch eine Kurbel oder ein Haspelrad angetrieben oder bei vorhandenem Vorgelege durch ein Zahnrad gedreht wird.

b) Trommelwinden mit Zahn- oder Reibungsräder-Vorgelege.

Mittlere und grössere Lasten verlangen bei Trommelwinden eine stärkere Umsetzung zwischen Kraft und Last oder den gleichzeitigen Wegen beider, als sie die Gl. 41 auf S. 33 liefert. Man steigert die Umsetzung, wenn man die Betriebskraft vermittelst eines Vorgeleges

auf die Trommelwelle einwirken lässt. Mit dem Vorgelege treten aber neue Nebenhindernisse in die Maschine ein, und es erscheint deshalb ratsam, ehe auf die vorliegenden Winden selbst eingegangen wird, hier zunächst den Verlustfaktor φ_v eines solchen Vorgeleges zu bestimmen; derselbe ergibt dann im Verein mit dem entsprechenden Faktor φ_t der Trommelwelle den Wert φ für die ganze Winde.

Fig. 31 des Textes zeigt die schematische Darstellung eines einfachen Vorgeleges. Es bezeichnet P_0 bzw. P die Betriebskraft, D die zu übertragende Umfangskraft, a den Hebelarm der Kraft, r den Teilkreisradius des oberen Rades.



Bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist Gleichgewicht an der oberen Welle, wenn

$$P_0 \cdot a = D \cdot r$$

ist, während mit Berücksichtigung der eigenen Bewegungswiderstände

$$P \cdot a = (1 + \varphi_v) D \cdot r$$

gesetzt werden kann. Als Nebenhindernisse treten auf

1. am Umfange der Räder der Widerstand W_1 , der bei Zahnrädern durch die Zahnreibung, bei Reibungsrädern durch das Schleifen der Räder aufeinander hervorgerufen wird,
2. am Zapfenumfange der Zapfenreibungswiderstand W_2 .

Es muss deshalb auch

$$P \cdot a = D \cdot r + W_1 \cdot r + W_2 \frac{d}{2}$$

sein, wenn d der Zapfendurchmesser ist. Durch Vereinigung der beiden letzten Gleichungen ergibt sich dann

$$\varphi_v = \frac{W_1}{D} + \frac{W_2}{D} \frac{d}{2r}$$

Für Zahnräder bestimmt sich nun, wenn z und Z die Zähnezahlen der beiden Räder sind, μ der Zahnreibungskoeffizient ist, die Zahnreibung annähernd zu

$$W_1 = \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \mu \cdot \pi \cdot D,$$

oder mit

$$\xi = \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \mu \cdot \pi,$$

zu

$$W_1 = \xi \cdot D.$$

Die Zapfenreibung ist vom Zapfendrucke Z und dem Zapfenreibungskoeffizienten μ_1 abhängig. Der Zapfendruck ist gleich der Resultierenden aus P , D und W_1 , μ_1 beträgt 0,08 bis 0,1. Wir setzen hier der Einfachheit wegen für P den Wert P_0 und vernachlässigen W_1 , nehmen also

$$Z = D + P_0 = D \left(1 + \frac{r}{a}\right),$$

führen dafür aber später μ_1 mit dem Höchstwerte 0,1 in die Rechnung ein. Mit

$$W_2 = \mu_1 \cdot Z = \mu_1 \cdot D \left(1 + \frac{r}{a}\right)$$

folgt dann aus der obigen Gleichung für φ_v der Wert

$$\varphi_v = \xi + \mu_1 \frac{d}{2r} \left(1 + \frac{r}{a}\right) \dots \dots \dots 47$$

worin, entsprechend $\mu = 0,1$ bis 0,2, abgerundet

$$\xi = 0,315 \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \text{ bis } 0,63 \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right),$$

sowie, wie angegeben,

$$\mu_1 = 0,1$$

einzusetzen ist.

Als Mittelwert ergibt sich, da $\frac{d}{2r}$ und $\frac{r}{a}$ zwischen 0,1 und 0,5 schwanken, für

$$\frac{d}{2r} = \frac{r}{a} = 0,3 \text{ und } z = 12, Z = 48$$

$$\varphi_v = 0,47 \left(\frac{1}{12} + \frac{1}{48}\right) + 0,1 \cdot 0,3 \cdot 1,3$$

$$\varphi_v = 0,09 \text{ oder } 9 \text{ Prozent} \dots \dots \dots 47a$$

der je nach der Grösse der Zähnezahlen, der Bearbeitung der Zähne, der Schmierung derselben und der Zapfen bis auf 0,05 sinken bzw. 0,12 steigen kann. Für $\varphi_v = 0,09$ folgt ein Wirkungsgrad

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,09} = \sim 0,917.$$

8,3 Prozent gehen also im Mittel bei jedem Zahnräder-vorgelege von der Betriebskraft für den eigentlichen Zweck des Hebezeuges verloren und dienen zur Überwindung der Nebenhindernisse.

Bei den Reibungsrädern entsteht der Widerstand W_1 dadurch, dass eine rollende Bewegung der beiden Räder nur in den Kreisen vom Radius r bzw. R , wo die Umfangsgeschwindigkeit gleich ist, stattfindet, während an allen übrigen Berührungsstellen eine schleifende Bewegung eintritt. Keller¹⁾ ermittelt den fraglichen Widerstand zu

$$W_1 = \xi' \cdot 2 \mu \cdot N_1$$

mit

$$\xi' = \frac{t}{4} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R}\right)$$

1) S. „Keller, Berechnung und Konstruktion der Triebwerke“, Verlag von Friedrich Bassermann, München, 3. Auflage, S. 215.

wenn t die radiale Tiefe der Berührungsfleichen und N_1 der Druck dieser Flächen gegeneinander ist (Fig. 32 des Textes). Die Bewegungsübertragung erfolgt aber nur, solange

$$2\mu \cdot N_1 \geq D,$$

bleibt. Für $2\mu \cdot N_1 = D$ erhält man

$$W_1 = \xi' \cdot D.$$

Der Zapfendruck Z ist hier gleich der Resultierenden aus P , D , W_1 und N , unter N die erforderliche Anpressungskraft beider Räder senkrecht zu ihren Wellen

Als Mittelwert kann $t = 1,2 \text{ cm}$, $r = 8 \text{ cm}$, $R = 5r$, $\frac{d}{2r} = \frac{r}{a} = 0,3$, $N = 3D$ angenommen werden. Hierfür ergibt sich

$$\xi' = \frac{1,2}{4} (0,125 + 0,025) = 0,045,$$

$$\varphi_v = 0,045 + 0,1 \cdot 0,3 \sqrt{1,3^2 + \left(\frac{1}{3}\right)^2},$$

$$\varphi_v = \sim 0,085 \text{ bzw. } 8,5 \text{ Prozent} \quad . \quad . \quad 48a$$

Fig. 32.

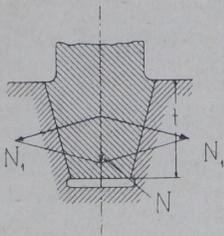


Fig. 33.

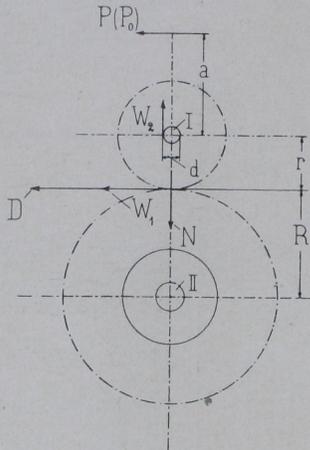


Fig. 34.

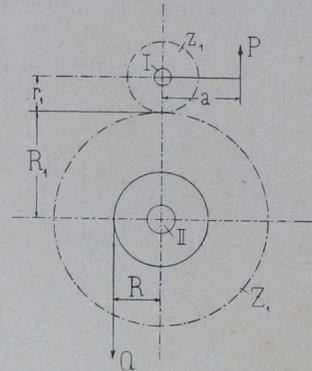


Fig. 35.

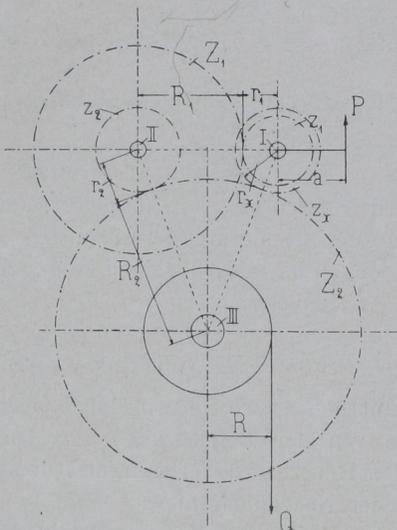
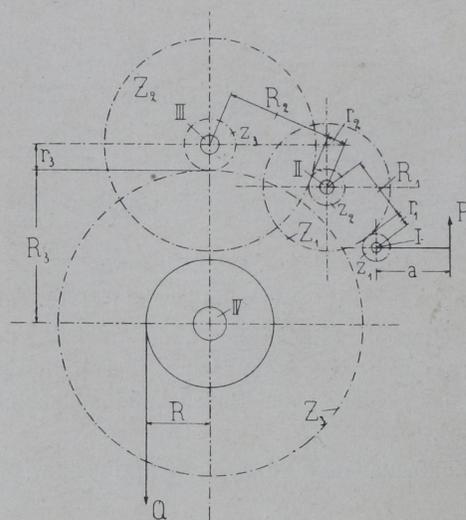


Fig. 36.



verstanden. Vernachlässigt man W_1 und setzt $P_0 = D \frac{r}{a}$ für P , so erhält man bei der in Fig. 33 des Textes eingezeichneten Lage der Kräfte

$$W_2 = \mu_1 \cdot Z = \mu_1 \sqrt{(P_0 + D)^2 + N^2} \\ = \mu_1 \cdot D \sqrt{\left(1 + \frac{r}{a}\right)^2 + \left(\frac{N}{D}\right)^2}.$$

Hiermit folgt dann aus der früheren Gleichung für φ_v der Wert

$$\varphi_v = \xi' + \mu_1 \frac{d}{2r} \sqrt{\left(1 + \frac{r}{a}\right)^2 + \left(\frac{N}{D}\right)^2} \quad . \quad . \quad 48$$

Wenden wir uns jetzt den Trommelwinden mit Rädervorgelege selbst zu, so handelt es sich zunächst um den Wert $\frac{\omega_w}{\omega_c}$, das ist der Quotient der Winkelgeschwindigkeiten von Last- und Kraftwelle. Bezeichnen nach Fig. 34 bis 36 des Textes, von der Kurbelwelle ausgehend,

r_1, z_1 bzw. R_1, Z_1 Teilkreisradius und Zähnezahl des ersten,

r_2, z_2 bzw. R_2, Z_2 die entsprechenden Größen des zweiten Räderpaars u. s. w.,

und setzen wir den fraglichen Quotienten allgemein

$$\frac{\omega_w}{\omega_c} = \left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{z}{Z}\right),$$

so ist, da sich die Winkelgeschwindigkeiten zweier Wellen umgekehrt wie die Teilkreisradien oder Zähnezahlen der sie verbindenden Zahnräder verhalten,

bei einfachem Vorgelege (Fig. 34)

$$\left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{z}{Z}\right) = \frac{r_1}{R_1} = \frac{z_1}{Z_1},$$

bei doppeltem Vorgelege (Fig. 35)

$$\left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{z}{Z}\right) = \frac{r_1 \cdot r_2}{R_1 \cdot R_2} = \frac{z_1 \cdot z_2}{Z_1 \cdot Z_2},$$

bei dreifachen Vorgelege (Fig. 36)

$$\left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{z}{Z}\right) = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot r_3}{R_1 \cdot R_2 \cdot R_3} = \frac{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3}{Z_1 \cdot Z_2 \cdot Z_3}$$

Für die Umsetzung zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg ergibt sich somit für die vorliegenden Winden aus Hauptgl. IIa auf S. 22 allgemein die Beziehung

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R}{a} \left(\frac{z}{Z}\right) \dots \dots \dots 49$$

und weiter für die Betriebskraft der reibungslos gedachten Maschine nach Hauptgl. Ia auf S. 22

$$P_0 = \frac{Q \cdot R}{a} \left(\frac{z}{Z}\right).$$

Die wirkliche Betriebskraft beträgt dann nach Hauptgl. III auf S. 23

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{a} \left(\frac{z}{Z}\right) \dots \dots \dots 50$$

Der Verlustfaktor φ bestimmt sich aus den entsprechenden Werten φ_t der Gl. 43 und 44 auf S. 34 für die Trommelwelle und φ_v der Gl. 47 oder 48 auf S. 35 bzw. 36 für die Vorgelegewelle. Gilt φ_v' für die erste, φ_v'' für die zweite, φ_v''' für die dritte Vorgelegewelle, so ist für Trommelwinden

mit einfachem Vorgelege

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_t)(1 + \varphi_v'),$$

mit doppeltem Vorgelege

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_t)(1 + \varphi_v')(1 + \varphi_v''),$$

mit dreifachem Vorgelege

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_t)(1 + \varphi_v')(1 + \varphi_v'')(1 + \varphi_v''').$$

Für Ketten ergab sich z. B. als Mittelwert für die Trommelwelle bei gewöhnlicher Trommel nach Gl. 44b auf S. 34 $\varphi_t = 0,03$ und für ein Zahnrädervorgelege nach Gl. 47a auf S. 35 $\varphi_v = 0,09$. Setzt man nun $\varphi_v' = \varphi_v''$, so würde für eine Winde mit doppeltem Vorgelege

$$1 + \varphi = 1,03 \cdot 1,09^2 = \sim 1,224,$$

also

$$\varphi = 22,4 \text{ Prozent}$$

sein. Der Wirkungsgrad der Winde betrage dann

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{1}{1,224} = 0,817,$$

so dass also das

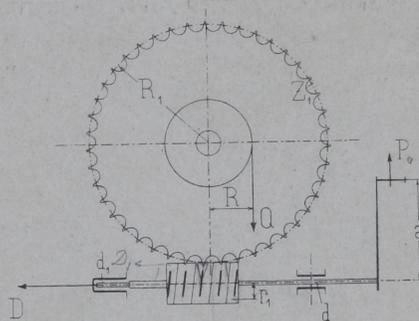
$$1 - \eta = 0,183\text{fache oder } 18,3 \text{ Prozent}$$

der Betriebskraft für die Nebenhindernisse aufgewendet werden müssten.

c) Trommelwinden mit Schnecke und Schneckenrad.

Fig. 37 des Textes zeigt schematisch die allgemeine Anordnung dieser Winden. Die Welle des Schneckenrades bildet die Last-, die zu ihr senkrecht geschränkt liegende Welle der Schnecke die Kraftwelle.

Fig. 37.



Der Verlustfaktor der Schneckenradwelle ist wieder durch den Wert φ_t der Gl. 43 bzw. 44 auf S. 34 bestimmt. Wir bedürfen also nur noch des entsprechenden Wertes φ_s der Schneckenwelle. Letztere bildet eine Schraubenspindel mit Hals- und Spurlager, an deren Gewinde der zu übertragende Umfangsdruck des Schneckenrades wirkt. Bezeichnen wir mit

- D diesen in den Schneckengängen achsial wirkenden Umfangsdruck,
- r_1 den mittleren Radius,
- α den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie,
- $\rho = \text{tg } \mu$ den Reibungswinkel der Schneckengänge,
- Z_1 die Zähnezahl,
- R_1 den mittleren Teilkreisradius des Schneckenrades,
- d den Durchmesser des Hals-,
- d_1 denjenigen des Spurzapfens der Schneckenwelle,
- μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten,

so ist ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse

$$P_0 \cdot a = D \cdot r_1 \cdot \text{tg } \alpha,$$

da die Last D, wie später in § 17 bei den Schraubwinden gezeigt, auf einer schiefen Ebene von der Steigung α bewegt werden muss.

Als Nebenhindernisse, soweit solche bestimmbar sind, treten auf

1. Die gleitende Reibung W_1 der Schneckengänge und Radzähne. Durch dieselbe wird das obige Moment $D \cdot r_1 \cdot \text{tg } \alpha$ auf $D \cdot r_1 \cdot \text{tg } (\alpha + \rho)$ erhöht.

2. Die eigentliche Zahnreibung W_2 , welche beim Abrollen der Zähne des Rades an den Gängen der Schnecke in deren Achsenrichtung entsteht. Dieselbe ergibt sich aus der für Zahnräder allgemein gültigen Beziehung

$$\left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \mu \cdot \pi \cdot D$$

mit $z = \infty$ als Zähnezahl der Schnecke und Z_1 als Zähnezahl des Schneckenrades zu

$$W_2 = \mu \cdot \pi \frac{D}{Z_1}.$$

3. Die Zapfenreibung W_3 und W_4 in dem Hals- bzw. Spurlager. Setzen wir, um einfache Beziehungen zu er-

halten, den Zapfendruck des Halslagers gleich P_0 , den des Spurlagers gleich D , so ist

$$W_3 = \mu_1 \cdot P_0 = \mu_1 \cdot D \frac{r_1}{a} \operatorname{tg} \alpha, \quad W_4 = \mu_1 \cdot D.$$

Für die wirkliche Betriebskraft P gilt nun die Beziehung

$$P \cdot a = D \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + W_3 \cdot r_1 + W_4 \frac{d}{2} + W_4 \frac{d_1}{2}$$

oder

$$P \cdot a = D \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu \cdot \pi \frac{D}{Z_1} r_1 + \mu_1 \cdot D \frac{r_1}{a} \operatorname{tg} \alpha \frac{d}{2} + \mu_1 \cdot D \frac{d_1}{2},$$

welche mit derjenigen

$$P \cdot a = (1 + \varphi_s) P_0 \cdot a = (1 + \varphi_s) D \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

vereinigt,

$$(1 + \varphi_s) = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \left\{ \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu \cdot \pi}{Z_1} + \mu_1 \left(\frac{d}{2a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{d_1}{2r_1} \right) \right\}.$$

Da aber der Reibungswinkel ρ von vielen Umständen abhängig ist, wie namentlich Temperatur und Geschwindigkeit, für seine richtige Annahme auch kein Anhalt vorliegt, so ist es wohl zulässig, zur Vereinfachung des obigen Ausdruckes den Summand $\frac{\mu \cdot \pi}{Z_1}$, der für die gebräuchlichen Zähnezahlen des Schneckenrades sehr klein ausfällt, ganz fortzulassen und weiter

$$\frac{d}{2a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{d_1}{2r_1} = 0,5 \text{ bis } 0,8$$

zu setzen. μ_1 nehmen wir mit Rücksicht darauf, dass die Zapfen der Schneckenwelle jetzt meistens Kugellager bzw. Halslager mit Ringschmierung erhalten, hier gleich 0,06 und erhalten abgerundet

$$1 + \varphi_s = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + m_0}{\operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots 51$$

mit $m_0 = \sim 0,03$ bis $0,05$ (steigend mit α), welcher Wert für die erste Berechnung der vorliegenden Winden benutzt werden soll. ρ kann hierin mit 6° eingeführt werden mit Rücksicht auf die Sicherheit, die solchen Rechnungen zu Grunde gelegt wird, trotzdem bei sorgfältiger Ausführung und Schmierung (Ölbad) von Schnecke und Schneckenrad viel niedrigere Werte von ρ wahrscheinlich sind.

Nach Ermittlung des Wertes φ_s können wir jetzt die vorliegenden Winden selbst verfolgen. Für das Umsetzungsverhältnis $\frac{w}{c}$ ist wieder die Hauptgl. IIa auf S. 22 massgebend. Der in dieser vorkommende Quotient $\frac{\omega_w}{\omega_c}$ der Winkelgeschwindigkeiten von Last- und Kraftwelle bestimmt sich hier folgendermassen. Die fraglichen Geschwindigkeiten verhalten sich wie die Umdrehungszahlen ihrer Wellen. Bei einer Umdrehung der Schneckenwelle dreht sich nun das Schneckenrad bei 1gängiger Schnecke um 1, bei 2gängiger um 2, allgemein bei m gängiger Schnecke um m Zähne, also um den $\frac{m}{Z_1}$ ten Teil einer Umdrehung. Somit ist

$$\frac{\omega_w}{\omega_c} = \frac{m}{Z_1} : 1 = \frac{m}{Z_1}$$

und also nach Hauptgl. IIa auf S. 22

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R m}{a Z_1} \dots \dots \dots 52$$

Für die Betriebskraft der reibungslosen Maschine ergibt sich ferner aus Hauptgl. Ia auf S. 22 der Wert

$$P_0 = \frac{Q \cdot R m}{a Z_1}$$

während die wirkliche Betriebskraft nach Hauptgl. III auf S. 23

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R m}{a Z_1} \dots \dots \dots 53$$

ist. Der Verlustfaktor bestimmt sich aus

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_t)(1 + \varphi_s),$$

wenn φ_t der Wert der Gl. 43 bzw. 44 auf S. 34 ist.

Für eine 2gängige Schnecke von $\alpha = 18^\circ$ mittlerem Steigungswinkel berechnet sich z. B. nach Gl. 51 mit $\rho = 6^\circ$

$$1 + \varphi_s = \frac{1}{0,325} (0,445 + 0,05) = 1,523,$$

während nach Gl. 44c auf S. 34 für eine Kettennuss von 5 Stegen

$$\varphi_t = 0,065$$

gesetzt werden kann. Damit würde sich dann für die entsprechende Winde

$$1 + \varphi = 1,065 \cdot 1,523 = 1,622$$

oder ein Wirkungsgrad von

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{1}{1,622} = \sim 0,617$$

ergeben. Für 3gängige Schnecken und gewöhnliche Trommeln sind bei bester Ausführung und Schmierung Wirkungsgrade von 0,85 und sogar 0,9 ermittelt worden.

Selbsthemmend sind die vorliegenden Winden, wenn man nur die Reibung in den Schneckengängen berücksichtigt, wie in § 17 gezeigt wird, für

$$\alpha < \rho.$$

Wegen der Nebenhindernisse, die sonst noch an der Schnecken- und Schneckenradwelle auftreten, dürfte zwar α noch etwas grösser als ρ gewählt werden, ohne dass die Selbsthemmung gefährdet wird. Die Schwankungen, denen ρ unterworfen ist, weisen aber darauf hin, höchstens

$$\alpha = 5 \text{ bis } 6^\circ$$

einzuführen, wenn die Selbsthemmung genügend gesichert sein soll.

§ 15.

Vorrichtungen zum Verschieben und Drehen der Hebezeuggestelle. Trommelwinden mit vorgebautem Rollenzug.

Zum Fortbewegen der Winden- und Krangestelle, sowie zum Drehen der letzteren werden im Hebezeugbau Vorrichtungen verwendet, die vermittelt Kurbel, Haspelrad oder Motor entweder unmittelbar oder unter Einschaltung