Setzt man

$$\varphi_0' = 0{,}04,\ \varphi_0 = 0{,}05,\ f = 0{,}05\ \text{cm},\ \mu_1 = 0{,}1,$$

so erhält man

$$\mathfrak{M} = \sim \frac{\mathfrak{R}}{10\,\mathfrak{D}}\left\{Q\,(0{,}63\,\mathfrak{D} + 1 + 1{,}5\,\mathfrak{d}) + G\,(1 + \mathfrak{d})\right\} \quad . \quad 59$$

Sonstige Widerstände, welche sich der Verschiebung des Wagens entgegenstellen, wird man, da sie sich durch Rechnung kaum ermitteln lassen, durch einen Zuschlag zu dem Werte $\mathfrak{M}$ der vorstehenden Gleichung berücksichtigen müssen.

§ 16.

Die Zahnstangenwinden.

Bei kleinen, leicht transportablen Hebezeugen mit rotierender Kraftübertragung verwendet man an Stelle der Trommel eine Zahnstange mit Ritzel. Die Fig. 41 des Textes lässt die allgemeine Anordnung solcher Zahn-

Fig. 41.

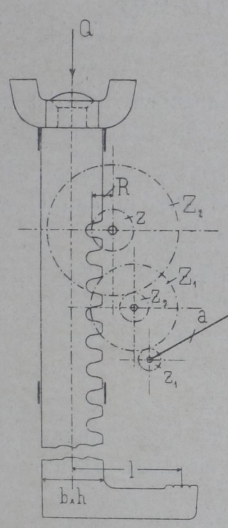
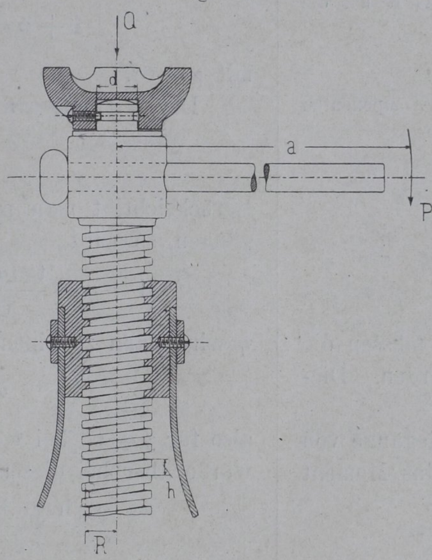


Fig. 42.



stangenwinden erkennen. Die Last ruht auf der Zahnstange, während das Ritzel derselben unter Einschaltung eines Rädervorgeleges von der Betriebskraft gedreht wird.

Bezeichnet man den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels mit R, so gelten die Gl. 49 u. 50 auf S. 37 ohne weiteres auch für die vorliegenden Winden. Nur der Verlustfaktor φ der letztgenannten Gleichung bedarf hier einer neuen Bestimmung. Für ihn gilt, wenn

φ_z der Verlustfaktor für die Ritzelwelle der Zahnstange,
φ_v', φ_v'' .... derjenige für die übrigen Wellen

ist, die Beziehung

$$\left.\begin{array}{l}\text{bei einfachem Vorgelege}\\ \qquad \mathbf{1 + \varphi = (1 + \varphi_z)\,(1 + \varphi_v')}\\ \text{bei doppeltem Vorgelege}\\ \qquad \mathbf{1 + \varphi = (1 + \varphi_z)\,(1 + \varphi_v')\,(1 + \varphi_v'')}\end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 60$$

u. s. w. Die Zähnezahl der Zahnstange Z ist unendlich gross, die der Ritzel gewöhnlich 4. Hiermit ergiebt sich dann aus Gl. 47 auf S. 35, wenn man noch wegen der sorgfältigen Bearbeitung der Zähne

$$\xi = 0{,}33\,\frac{1}{4} = 0{,}0825,$$

sowie $\frac{d}{2r} = 0{,}7$, $\frac{r}{a} = 0{,}25$ und $\mu_1 = 0{,}1$ setzt, für φ_z der Mittelwert

$$\varphi_z = 0{,}0825 + 0{,}1 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}25$$

oder

$$\boldsymbol{\varphi_z = 0{,}17} \text{ bezw. } \mathbf{17} \text{ Prozent} \quad . \quad . \quad . \quad 60\text{a}$$

während für $\varphi_v = \varphi_v' = \varphi_v'' \cdots$ mit Z = 16 im Mittel und denselben Verhältnissen $\frac{d}{2r}$ und $\frac{r}{a}$

$$\varphi_v = 0{,}33\left(\frac{1}{4} + \frac{1}{16}\right) + 0{,}1 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}25$$

oder

$$\boldsymbol{\varphi_v = 0{,}192} \text{ bezw. } \mathbf{19{,}2} \text{ Prozent} \quad . \quad . \quad . \quad 60\text{b}$$

folgt.

§ 17.

Die Schraubenwinden.

Schraubenspindel und -mutter bewirken eine Umsetzung der rotierenden Bewegung in die geradlinige.

Fig. 43.

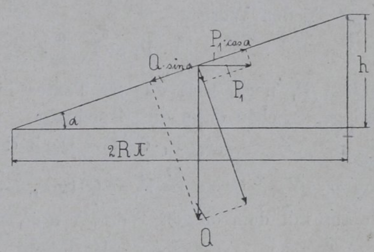
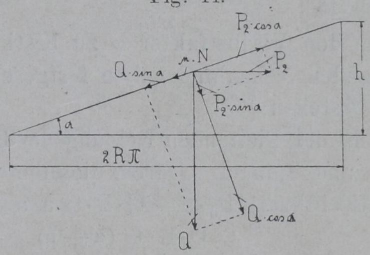


Fig. 44.



Bei Schraubenwinden benutzt man diese Umsetzung zum Heben der Last. Die Kraft dreht dabei gewöhnlich die Schraubenspindel, auf welcher die Last ruht, während die Mutter an der Drehung verhindert wird (s. Fig. 42 des Textes). Seltener ist die umgekehrte Anordnung, bei welcher die Mutter gedreht wird, während die Spindel sich nur geradlinig bewegen kann.

Die Kraftübertragung an der Spindel erfolgt nun, wie weiter unten gezeigt ist, genau so, als ob die Vertikallast Q von der nach dem Gewinde versetzten Horizontalkraft P eine der mittleren Schraubenlinie entsprechende schiefe Ebene hinaufgeschoben würde. Bei einer Umdrehung der Spindel legt also, wenn

R den mittleren Gewinderadius,
h die Ganghöhe des Gewindes,
α den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie

bezeichnet, die Last den Weg h in vertikaler, die Kraft P einen solchen $2\,R\,\pi$ in horizontaler Richtung zurück, und das Verhältnis dieser beiden Wege ist gleich dem Quotienten $\frac{\omega_w}{\omega_c}$ in Hauptgl. IIa auf S. 22. Gleichzeitig ist das genannte Verhältnis nach Fig. 43 des Textes die Tangente des Winkels α, sodass mit

$$\frac{\omega_w}{\omega_c} = \frac{h}{2 R \pi} = \operatorname{tg} \alpha$$

nach Hauptgl. IIa das Umsetzungsverhältnis einer Schraubenwinde

$$\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{w}}{\mathbf{c}} = \frac{\mathbf{R}}{\mathbf{a}} \operatorname{\mathbf{tg}} \alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 61$$

wird. Für die Betriebskraft P_0 der reibungslos gedachten Winde folgt aus Hauptgl. Ia auf S. 22 weiter,

$$P_0 = \frac{Q \cdot R}{a} \operatorname{tg} \alpha,$$

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

$$\mathbf{P} = (\mathbf{1} + \varphi) \frac{\mathbf{Q \cdot R}}{\mathbf{a}} \operatorname{\mathbf{tg}} \alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 62$$

beträgt.

Den für P_0 angegebenen Wert erhält man auch, wenn man die Last Q auf einer schiefen Ebene durch eine Horizontalkraft bewegen will. An dem mittleren Radius R hat die Kraft P_0 den Wert

$$P_1 = P_0 \frac{a}{R}.$$

Q und P_1 nach Fig. 43 des Textes in zwei Komponenten zerlegt, ergeben dann die Beziehung

$$P_1 \cdot \cos \alpha = Q \cdot \sin \alpha$$

oder

$$P_1 = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

woraus mit dem obigen Werte von P_1

$$P_0 = \frac{Q \cdot R}{a} \operatorname{tg} \alpha$$

folgt.

Um den Verlustfaktor φ zu bestimmen, müssen die auftretenden Nebenhindernisse festgesetzt werden. Dieselben bestehen:

1. in der gleitenden Reibung der Gewindegänge von Mutter und Spindel. Durch dieselbe wird das Moment der Betriebskraft $P_0 \cdot a = Q \cdot R \cdot \operatorname{tg} a$ auf

$$Q \cdot R \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$$

erhöht, wenn ρ der dem Reibungskoefficienten μ entsprechende Reibungswinkel ist.

Unter Berücksichtigung dieser Reibung ergiebt sich aus Fig. 44 des Textes die Beziehung

$$P_2 \cdot \cos \alpha = Q \cdot \sin \alpha + \mu \cdot N,$$

oder mit dem Normaldruck

$$N = Q \cdot \cos \alpha + P_2 \cdot \sin \alpha,$$

$$P_2 = Q \frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha},$$

welche mit

$$P_2 = P \frac{a}{R} \text{ und } \mu = \operatorname{tg} \rho$$

$$P \frac{a}{R} = Q \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \rho)$$

und

$$P \cdot a = Q \cdot R \cdot \operatorname{tg} (a + \rho)$$

liefert.

2. in der Hals- und Spurzapfenreibung der oberen Lastklaue, wenn diese bei sich drehender Spindel festgehalten wird. Das Moment beider ist, wenn

d den Zapfendurchmesser,

μ_1 den Zapfenreibungskoefficienten

bezeichnet und P_0 anstatt P als Belastung des Hals-, Q als solche des Spurzapfens angenommen wird,

$$\mu_1 \left(P_0 \frac{d}{2} + Q \frac{d}{4}\right) = \mu_1 \cdot Q \left(\frac{R}{a} \operatorname{tg} \alpha \frac{d}{2} + \frac{d}{4}\right).$$

Bei Berücksichtigung dieser Nebenhindernisse erhält man somit

$$P \cdot a = Q \cdot R \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \rho) + \mu_1 \cdot Q \left(\frac{R}{a} \operatorname{tg} \alpha \frac{d}{2} + \frac{d}{4}\right),$$

woraus im Verein mit Gl. 64

$$1 + \varphi = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \left\{ \operatorname{tg} (\alpha + \rho) + \mu_1 \left(\frac{d}{2 a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{d}{4 R} \right) \right\}$$

folgt. Um einen Mittelwert zu bekommen, setzen wir, wie entsprechend auf S. 38 geschehen,

$$\frac{d}{2 a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{d}{4 R} = 0{,}3, \quad \mu_1 = 0{,}1$$

und erhalten dann

$$\mathbf{1} + \varphi = \frac{\operatorname{\mathbf{tg}} (\alpha + \rho) + \mathbf{0{,}03}}{\operatorname{\mathbf{tg}} \alpha} \quad . \; . \; . \; . \quad 63$$

mit $\rho = 6^0$.

Der Wirkungsgrad einer Schraubenwinde ist wieder

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi}.$$

Berücksichtigt man nur die Reibung in den Gewindegängen, so wird

$$1 + \varphi = \frac{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)}{\operatorname{tg} \alpha} \text{ und } \eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)}.$$

η wird dann zu einem Maximum für

$$\alpha = 45^0 - \frac{\rho}{2},$$

also für $\rho = 6^0$ bei $\alpha = 42^0$. Das Umsetzungsverhältnis würde aber bei diesem Winkel nach Gl. 61 nur

$$\frac{h}{s} = \frac{R}{a} \operatorname{tg} 42^0 = \sim 0{,}9 \frac{R}{a}$$

betragen, also nur wenig von dem Hebelverhältnis $\frac{R}{a}$ abweichen. In der Praxis findet man behufs Erzielung eines grösseren Umsetzungsverhältnisses α bedeutend kleiner und zwar mit Rücksicht auf die Selbsthemmung meistens kleiner als 6^0 gemacht. Unter alleiniger Berücksichtigung der Gewindereibung beträgt nämlich die zum Niederlassen der Last Q erforderliche Kraft

$$P' = Q \frac{R}{a} \operatorname{tg} (\alpha - \rho),$$

und es tritt Selbsthemmung ein, wenn P′ gleich Null oder negativ wird, was nach der vorstehenden Gleichung für

$$\alpha \leq \rho \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 64$$

der Fall ist. Der Wirkungsgrad bleibt dann natürlich unter $\frac{1}{2}$.