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

$$P \cdot a = D \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + W_2 \cdot r_1 + W_3 \frac{d}{2} + W_4 \frac{d_1}{2}$$

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,

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

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

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

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

$$\mathbf{1 + \varphi_s = \frac{tg(\alpha + \rho) + m_0}{tg\, \alpha}} \quad \ldots \quad 51$$

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 6^0 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 Ermittelung 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 mgängiger 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

$$\mathbf{\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R}{a} \frac{m}{Z_1}} \quad \ldots \ldots \quad 52$$

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

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

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

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

ist. Der Verlustfaktor bestimmt sich aus

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

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

Für eine 2gängige Schnecke von $\alpha = 18^0$ mittlerem Steigungswinkel berechnet sich z. B. nach Gl. 51 mit $\rho = 6^0$

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

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

$$\alpha \leqq \rho.$$

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

$$\alpha = 5 \text{ bis } 6^0$$

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 vermittelst Kurbel, Haspelrad oder Motor entweder unmittelbar oder unter Einschaltung eines Rädervorgeleges auf die zu drehende Welle einwirken. Bei fahrbaren Winden und Kranen bildet letztere die eine Achse der Laufräder, bei Drehkranen ist sie die Gestellsäule. Man kann die vorliegenden Vorrichtungen als Trommelwinden ansehen, deren Lastmoment das auf die Laufradachse bezw. Gestellsäule bezogene Moment des Widerstandes ist, welcher sich der beabsichtigten Verschiebung oder Drehung entgegensetzt. Bezeichnen wir dieses Moment mit $\mathfrak{M}$ und führen dasselbe in die Gl. 50 und 53 auf S. 37 bezw. 38 ein, setzen auch an Stelle der dort gewählten lateinischen Buchstaben hier die entsprechenden deutschen, so erhalten wir, je nachdem kein Vorgelege oder als solches Zahnräder bezw. Schnecke und Schneckenrad gewählt werden, für die Betriebskraft $\mathfrak{P}$ die Beziehung

$$\mathfrak{P} = (1+\varphi_v)\,\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{a}}\left(\frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{Z}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 54$$

mit $\left(\frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{Z}}\right) = 1$ und $\varphi_v = 0$ bei fehlendem Rädervorgelege,

$\left(\frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{Z}}\right) = \frac{\mathfrak{z}_1}{\mathfrak{Z}_1}$ und $\varphi_v = 0{,}09$ bei einfachem,

$\left(\frac{\mathfrak{z}}{\mathfrak{Z}}\right) = \frac{\mathfrak{z}_1 \cdot \mathfrak{z}_2}{\mathfrak{Z}_1 \cdot \mathfrak{Z}_2}$ und $\varphi_v = 0{,}19$[1]) bei doppeltem Vorgelege,

bezw.

$$\mathfrak{P} = (1+\varphi_s)\,\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{a}}\left(\frac{\mathfrak{m}}{\mathfrak{Z}_1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55$$

mit $\mathfrak{m}$ als Gangzahl der Schnecke,

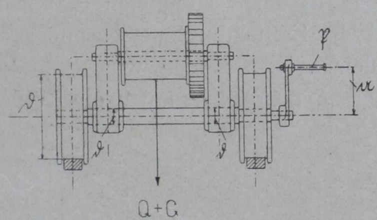
$\mathfrak{Z}_1$ als Zähnezahl des Schneckenrades,

φ_s nach Gl. 51 auf S. 38.

$\mathfrak{a}$ ist in jedem Falle der Hebelarm der Kraft.

Bei fahrbaren Winden und Kranen sind die bestimmbaren Widerstände, welche bei der Drehung der Laufradachsen zu überwinden sind,

Fig. 38.



1. der rollende Reibungswiderstand der Laufräder. Das Moment desselben ist

$$(Q+G)\,f;$$

2. der Zapfenreibungswiderstand, dessen Moment

$$\mu_1\,(Q+G)\,\frac{\mathfrak{d}}{2}$$

beträgt, unter (s. Fig. 38 und 39 des Textes)

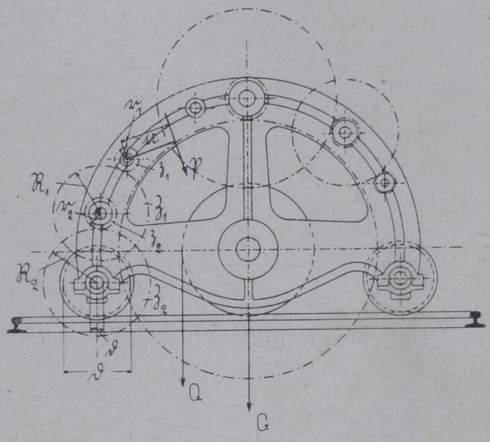
Q die am Gestell hängende Last,
G das Eigengewicht des Gestelles,
f den Hebelarm der rollenden Reibung,
μ_1 den Zapfenreibungskoefficienten,
$\mathfrak{d}$ den Zapfendurchmesser

verstanden. Es ist also hier

$$\mathfrak{M} = (Q+G)\left(f + \mu_1\,\frac{\mathfrak{d}}{2}\right).$$

Ausser den genannten Widerständen tritt aber für gewöhnlich noch eine Reibung der Radflanschen an den

Fig. 39.



Laufschienen infolge Schiefstellung der Räder und deren Achsen auf. Diese Reibung ist nicht bestimmbar und wird mit 100 Prozent und mehr des vorstehend berechneten Momentes in Anschlag gebracht[1]). Bei 100 Prozent Zuschlag ergiebt sich

$$\mathfrak{M} = (Q+G)\,(2f + \mu_1 \cdot \mathfrak{d}). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 56$$

Hiermit und mit $f = 0{,}05$ cm, $\mu_1 = 0{,}1$ lautet die Gl. 54

$$\left.\begin{array}{l} \text{bei fehlendem Vorgelege} \\ \mathfrak{P} = 0{,}1\,(Q+G)\,\dfrac{1+\mathfrak{d}}{\mathfrak{a}} \\ \text{bei einfachem Vorgelege} \\ \mathfrak{P} = 0{,}109\,(Q+G)\,\dfrac{1+\mathfrak{d}}{\mathfrak{a}}\,\dfrac{\mathfrak{z}_1}{\mathfrak{Z}_1} \\ \text{bei doppeltem Vorgelege} \\ \mathfrak{P} = 0{,}119\,(Q+G)\,\dfrac{1+\mathfrak{d}}{\mathfrak{a}}\,\dfrac{\mathfrak{z}_1 \cdot \mathfrak{z}_2}{\mathfrak{Z}_1 \cdot \mathfrak{Z}_2} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad 57$$

Laufkatzen kommen gewöhnlich in Verbindung mit dem in Fig. 40 des Textes angedeuteten Rollenzug vor. Derselbe besteht aus einer losen Lastrolle und zwei Leitrollen, die drehbar auf den Achsen eines Laufwagens sitzen. Das Lastorgan ist rechts festgelegt, links entweder direkt oder unter Einschaltung einer weiteren Leitrolle zur Trommel der Winde geführt. Um die Last verschieben zu können, ist der Laufwagen in eine endlose Kette oder ein entsprechendes Drahtseil eingehangen, welche an den Enden um je eine Windenrolle geschlungen sind. Durch Drehen der einen der beiden Rollen wird dann der Laufwagen mit der Last nach der einen oder anderen Seite fortbewegt.

Allgemein ist hier zunächst zu bemerken, dass für Trommelwinden mit vorgebautem Rollenzug das Umsetzungsverhältnis der ganzen Anordnung gleich dem Produkt aus den Umsetzungsverhältnissen der Winde und des Rollenzuges ist. Die Betriebskraft des letzteren

1) Entsprechend $1 + \varphi = \overline{1{,}09}^{\,2}$.

1) S. „Ernst, Die Hebezeuge", 3. Auflage, I. Teil, S. 305. Verlag von Julius Springer, Berlin.

bildet ferner die Last der Winde. Für eine Trommelwinde mit Zahnrädervorgelege und vorgebautem Faktoren-Flaschenzug z. B. würde also das Umsetzungsverhältnis beider zusammen gleich dem Produkte der Werte aus Gl. 49 und 20 auf S. 37 bezw. 28 sein, und der aus Gl. 21 auf S. 28 berechnete Wert von P wäre für Q in die Gl. 50 auf S. 37 einzuführen.

Für den in Fig. 40 dargestellten Rollenzug ergeben sich die mit S_0 bis S_4 bezeichneten Spannungen des Lastorganes zunächst in der folgenden Weise. An der losen Lastrolle ist

$$S_1 + S_2 = Q$$

und nach dem auf S. 24 der Gl. 1 beigefügten Satze beim Heben der Last

$$S_1 = (1 + \varphi_0) S_2$$

mit einem Werte von φ_0, der 180° Umschlingungswinkel entspricht. Durch Vereinigung beider Gleichungen ergiebt sich

$$S_1 = \frac{1 + \varphi_0}{2 + \varphi_0} Q \text{ und } S_2 = \frac{Q}{2 + \varphi_0}.$$

Für die festen Rollen auf den Achsen der Laufräder, von denen sich die linke Rolle sowohl beim Heben als auch beim Verschieben, die rechte aber nur beim Verschieben der Last dreht, erhält man, wenn der für 90° Umschlingungswinkel geltende Wert von φ_0 mit φ_0' bezeichnet wird, nach dem angeführten Satze für die in der Figur angedeutete Drehrichtung

$$S_2 = (1 + \varphi_0') S_3 \text{ oder } S_3 = \frac{Q}{(1 + \varphi_0')(2 + \varphi_0)}$$

und

$$S_0 = (1 + \varphi_0') S_1 = (1 + \varphi_0') \frac{1 + \varphi_0}{2 + \varphi_0} Q.$$

Wird das Trum mit der Spannung S_0 direkt auf die Trommel der Winde geführt, so ist der für S_0 angegebene Wert die Last der letzteren. Wird aber wie in der Figur das Lastorgan nochmals über eine feste Rolle geleitet, so ist

$$\mathbf{P} = (1 + \varphi_0')^2 \frac{1 + \varphi_0}{2 + \varphi_0} Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 58$$

die Betriebskraft des Rollenzuges und die Last der Trommelwinde.

Beim Verschieben der Last und des Laufwagens sind die folgenden Widerstände zu überwinden:

1. Die Differenz der Spannungen S_0 und S_3 in dem Lastorgan. Dieselbe beträgt mit den obigen Werten der Spannungen

$$W_1 = S_0 - S_3 = \frac{Q}{2 + \varphi_0} \left\{ (1 + \varphi_0')(1 + \varphi_0) - \frac{1}{1 + \varphi_0'} \right\}.$$

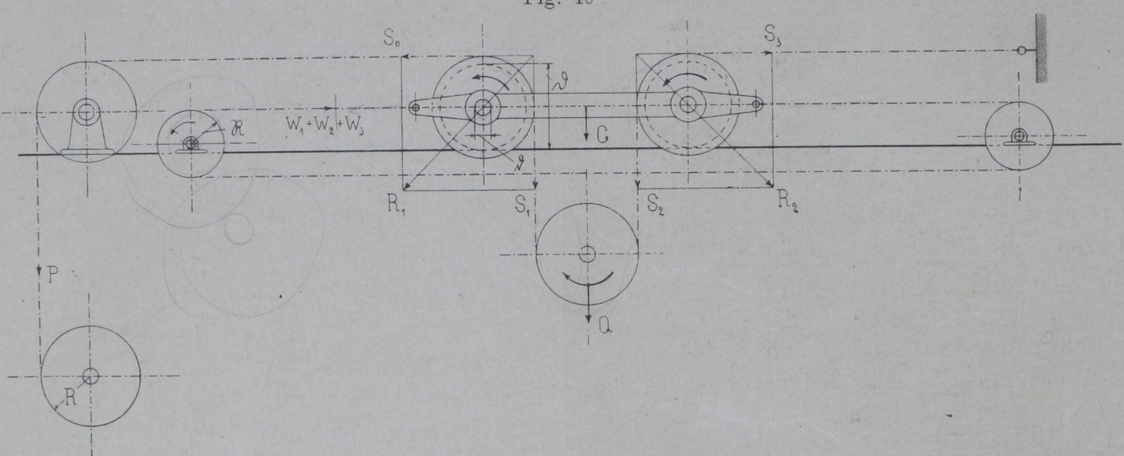
2. Die rollende Reibung des Wagens. Das auf die Laufradachse desselben bezogene Moment dieser Reibung ist $(Q + G) f$, wenn G das Eigengewicht des Wagens, f den Hebelarm der Rollenreibung bezeichnet. In der Wagenmitte ruft dieses Moment bei einem Durchmesser $\mathfrak{D}$ der Laufräder einen Widerstand

$$W_2 = (Q + G) \frac{2 f}{\mathfrak{D}}$$

hervor.

3. Die Zapfenreibung der Laufradachsen. Das Moment derselben ist $(R_1 + R_2 + G) \mu_1 \frac{\mathfrak{d}}{2}$, wenn R_1 und R_2 die

Fig. 40



Resultierenden aus den Spannungen S_0 und S_1 bezw. S_2 und S_3 sind, $\mathfrak{d}$ der Zapfendurchmesser und μ_1 der Zapfenreibungskoefficient ist. Setzen wir $R_1 + R_2 = \sim 1{,}5 Q$, so ergiebt sich in der Wagenmitte ein Widerstand

$$W_3 = (1{,}5 Q + G) \mu_1 \frac{\mathfrak{d}}{\mathfrak{D}}.$$

Beim Verschieben des belasteten Wagens ist somit ein Gesamtwiderstand $W_1 + W_2 + W_3$ zu überwinden, und die Windevorrichtung, welche die Verschiebung bewirken, also die endlose Kette des Laufwagens anziehen soll, ist für ein Lastmoment

$$\mathfrak{M} = (W_1 + W_2 + W_3) \mathfrak{R}$$

oder

$$\mathfrak{M} = \frac{Q \cdot \mathfrak{R}}{2 + \varphi_0} \left\{ (1 + \varphi_0')(1 + \varphi_0) - \frac{1}{1 + \varphi_0'} \right\} + (Q + G) \frac{2 f \cdot \mathfrak{R}}{\mathfrak{D}} + (1{,}5 Q + G) \mu_1 \frac{\mathfrak{d} \cdot \mathfrak{R}}{\mathfrak{D}}$$

zu berechnen, wenn $\mathfrak{R}$ der Radius der zugehörigen Winderolle ist. Mit diesem Werte von $\mathfrak{M}$ ergiebt sich die erforderliche Kraft $\mathfrak{P}$ für die Verschiebevorrichtung aus Gl. 54 auf S. 39.

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.

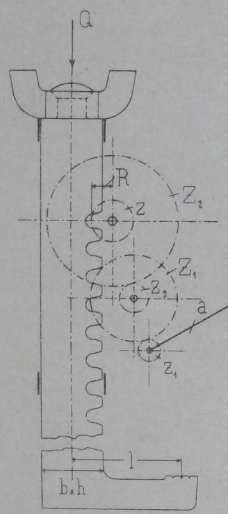
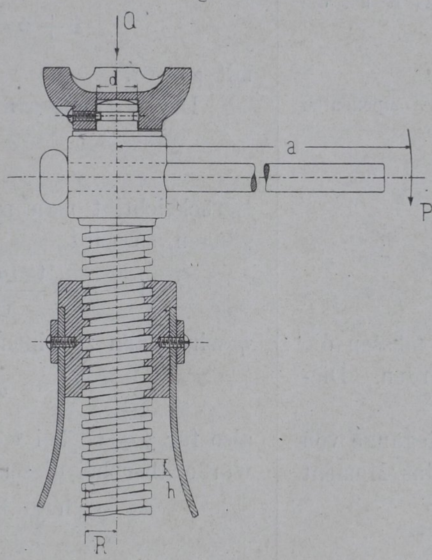


Fig. 42.



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', $\varphi_v''\cdots\cdot$ derjenige für die übrigen Wellen

ist, die Beziehung

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

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

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

während für $\varphi_v = \varphi_v' = \varphi_v'' \cdots\cdot$ 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

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

folgt.

§ 17.

Die Schraubenwinden.

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

Fig. 43.

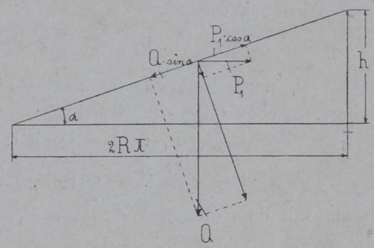
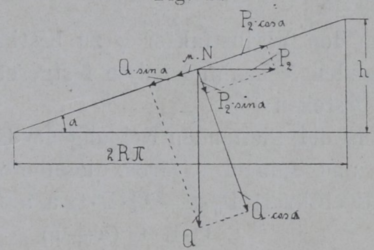


Fig. 44.



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