

## IV. ABSCHNITT.

### Die einfachen Flaschenzüge und Winden.

#### § 23.

#### Einteilung und allgemeine Anwendung der einfachen Flaschenzüge und Winden.

Zum Unterschiede von den Kranen und Aufzügen bezeichneten wir in § 1 die Flaschenzüge und Winden, welche keine besonderen Vorrichtungen zum Versetzen oder Führen der Last haben, als einfache Hebezeuge. Sie finden überall dort die weitgehendste Verwendung, wo einzelne Lasten hin und wieder, seltener fortwährend zu heben sind. Demgemäss werden sie für gewöhnlich auch nicht, wie es bei den Kranen und Aufzügen der Fall ist, immer von einem und demselben, mit der Einrichtung und Handhabung des Hebezeuges vertrauten Wärter, sondern bald von diesem, bald von jenem Arbeiter bedient, dem meist jegliches Verständnis über die regelrechte Benutzung der Maschine abgeht. Daraus folgt, dass möglichste Einfachheit in der Einrichtung und Bedienung der einfachen Flaschenzüge und Winden ein Hauptfordernis für diese ist.

Eine strenge Unterscheidung zwischen Flaschenzügen und Winden ist kaum durchführbar, da teils oft Flaschenzüge als Winden, teils oft umgekehrt Winden als Flaschenzüge bezeichnet werden. In der Regel werden als Flaschenzüge diejenigen leicht transportablen Hebezeuge angesehen, deren Gestell die schon bei den Hakenrollen erwähnte Form einer Flasche hat und die vermitteltst Haken oder Bügel an jedem festen Punkte aufgehängt und zum Heben der Last daselbst benutzt werden können. Gerade dieser letztere Umstand, also die Möglichkeit, die Flaschenzüge fast überall schnell und sicher anbringen zu können, bildet im Verein mit dem leichten Transport derselben, der auf möglichste Beschränkung der Dimensionen und des Gewichtes hinweist, ein Hauptvorteil dieser Hebezeuge. Als Nachteil macht sich namentlich die geringe Lastgeschwindigkeit beim Heben, sowie die vielen Konstruktionen fehlende Hemmung gegen das Heruntergehen der Last geltend. Im allgemeinen werden Flaschenzüge nur für kleine und mässige Lasten bei nicht zu grossen Hubhöhen angewandt. Ihr Betrieb er-

folgt nur von Hand. Die Umsetzung zwischen Last- und gleichzeitigem Kraftweg wird durch Rollenzüge oder Rädervorgelege bewirkt, und demgemäss unterscheiden wir Rollen- und Räder-Flaschenzüge.

Die Winden werden auch zum Heben grösserer Lasten benutzt; sie eignen sich ferner sowohl für Hand- als auch für Elementarkraftbetrieb. Zur Umsetzung zwischen Last- und gleichzeitigem Kraftweg dienen bei ihnen Rädervorgelege, Schraube mit Mutter, Rollenzüge mit Druckkolben und Doppelkolben nach Art der hydraulischen Presse. Beim Handbetrieb, wo die Hubgeschwindigkeit der Last nur eine geringe oder mässige ist, unterscheiden wir Trommelwinden mit Lastorgan für grössere Hubhöhen und Winden ohne Lastorgan für geringe Hubhöhen. Die ersteren werden meistens feststehend, seltener fahrbar ausgeführt, die letzteren, zu denen wir die Zahnstangen-, Schrauben- und Winden mit Doppelkolben rechnen, bilden wieder leicht transportable Hebezeuge wie die Flaschenzüge und besitzen nur kleine Hubhöhen. Die Winden für Elementarkraftbetrieb liefern natürlich grössere Hubgeschwindigkeiten. Sie besitzen entweder Rädervorgelege mit Trommel oder Druckkolben mit oder ohne Rollenzug. In jenem Falle sind es Dampf-, Transmissions- oder elektrische Winden, in diesem Winden für Druckwasser- oder Druckluftbetrieb.

#### § 24.

#### Die Rollen-Flaschenzüge.

Sie kommen als selbstständige Hebezeuge in doppelter Anordnung und Ausführung vor, nämlich als Faktoren- und Differential-Flaschenzüge; jene sind sowohl für Seile und Ketten zu gebrauchen, diese gestatten nur die Verwendung von Ketten. Die Faktoren-Flaschenzüge sind für gewöhnlich nicht selbsthemmend, bedürfen also während des Schwebens und Niederlassens der Last einer als Widerstand wirkenden Zugkraft am freien Seil- oder Kettenende. Die Differential-Flaschenzüge dagegen sind in der Regel durch die eigenen Bewegungswiderstände selbsthemmend, so dass die Last beim Aufhören der Hub-



kraft frei schwebend bleibt und erst durch eine zur letzteren entgegengerichtete Betriebskraft gesenkt werden kann.

a) Faktoren-Flaschenzüge.

Die gebräuchliche **Anordnung** und **Ausführung** derselben ist aus Fig. 62 u. 63 des Textes und Fig. 1, 3 u. 5, Taf. 5 ersichtlich. Die beiden Gestelle für die festen bzw. losen Rollen, die auch hier, wie schon erwähnt, als Flasche oder Kloben bezeichnet werden, sind bis auf die Öse oder den Haken, in denen das eine Seil-

Faktoren-Flaschenzüge der Maschinenfabrik Rhein und Lahn, Oberlahnstein.

Fig. 62.

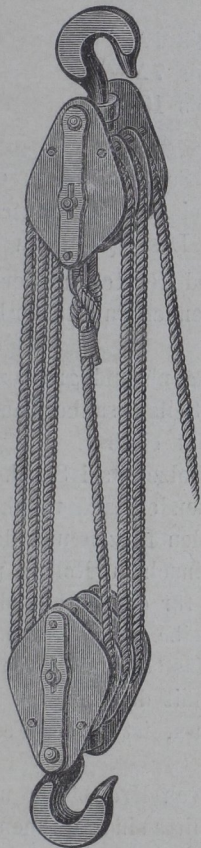
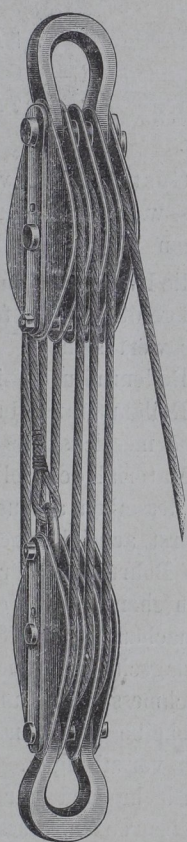


Fig. 63.



oder Kettenende befestigt wird und die bei gleicher Rollenzahl in beiden Flaschen am oberen (Fig. 62), sonst am unteren (Fig. 63) Gestell sitzen, völlig gleich. Sie bestehen aus zwei Blechen mit aufgelegten Schienen aus Schweisseisen oder weichem Stahl. Das Material der Rollen ist Gusseisen, bisweilen sogar Hartguss, das der Rollenbolzen Stahl. Über die Schmierung der Rollen, die sich lose auf dem festgehaltenen Bolzen drehen, gilt das bei den Hakenrollen auf S. 63 Gesagte. Bleche zwischen den einzelnen Rollen sichern deren Lage bei der Drehung und stützen zugleich den Rollenbolzen. Zur Verbindung dieser Bleche und der Gestellteile dienen ausser dem Rollenbolzen noch ein unterer (bzw. oberer), sowie zwei Seitenbolzen. Durch Gasrohrenden oder Distanzhülsen, welche zugleich das Abtreten des Last- und Zugorganes von den Rollen verhüten, werden die

einzelnen Bleche in dem nötigen Abstand voneinander gehalten. Zum Aufhängen des oberen Klobens bzw. zum Einhängen der Last am unteren Kolben dient gewöhnlich ein Querhaupt oder Bügel mit eingesetztem Haken; seltener findet man hierzu einen Bügel allein oder einen Ring nach Fig. 64 u. 65 des Textes angeordnet. Haken und Ring gestatten eine Drehung des ganzen Flaschenzuges um den Aufhängebolzen, was vielfach erwünscht und für die Benutzung des Flaschenzuges vorteilhaft ist. Kloben mit übereinander liegenden Rollen

Flaschenzugkloben der Aktien-Gesellschaft de Fries & Co., Düsseldorf.

Fig. 64.

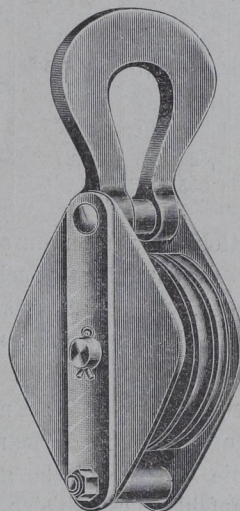
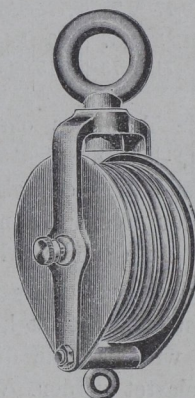


Fig. 65.



(Fig. 2, Taf. 5) sind weniger gebräuchlich als solche mit nebeneinander liegenden, da bei jenem der Radius für die kleineren Rollen zu sehr beschränkt werden muss.

Für die **Berechnung** der Faktoren-Flaschenzüge gelten hinsichtlich des Umsetzungsverhältnisses, der Betriebskraft und des Wirkungsgrades die Gl. 20 bis 23 auf S. 28 u. 29. Nach ihnen ist, wenn n die Rollenzahl beider Kloben zusammen bezeichnet, der Lasthub immer der nte Teil des gleichzeitigen Kraftweges und die Betriebskraft bzw. der Wirkungsgrad

$$\left. \begin{aligned} P &= (1 + \varphi_r) \frac{Q}{n} \\ \eta &= \frac{1}{1 + \varphi_r} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 104$$

Der Wert  $1 + \varphi_r$  kann aus Gl. 22 berechnet werden; für die meisten Fälle der Praxis dürfte es aber genügen, ihn mit Hilfe des Näherungswertes der Gl. 23 zu ermitteln, wie dies in der nachstehenden Tabelle geschehen ist.

Die Stärke  $\Delta$  des Lastorganes, dessen Länge von der grössten Hübhöhe des Faktoren-Flaschenzuges abhängig ist, hat man nach der Betriebskraft P zu bestimmen, da dies die grösste Spannung ist, welche in den einzelnen Trumen auftritt. Die Gl. 65, 68 u. 70 bzw. die Tabellen auf S. 44, 47 u. 50 liefern für  $P=S$  bzw. für P als zulässige Belastung die erforderliche Seil- oder Ketteneisenstärke.



Tabelle

der Werte  $1 + \varphi_f = 0,5\varphi_0(1+n)$  (obere Zahlen) und

$\eta = \frac{1}{1 + \varphi_f}$  (untere Zahlen) für Faktoren-Flaschenzüge.

Rollen- zahl $n^1)$	Hanfseile, $\varphi_0 = 0,025(\Delta + 1)^2$							Draht- seile, $\varphi_0 = 0,06^3)$	Ketten, $\varphi_0 = 0,05$
	Seilstärke $\Delta$								
	20 mm	23 mm	26 mm	29 mm	33 mm	36 mm	39 mm	Für alle Stärken	
2 $\left(\frac{1}{1}\right)$	1,11	1,12	1,13	1,15	1,16	1,17	1,18	1,09	1,075
	0,90	0,895	0,885	0,88	0,86	0,855	0,845	0,915	0,93
3 $\left(\frac{2}{1}\right)$	1,15	1,16	1,18	1,19	1,21	1,23	1,24	1,12	1,10
	0,87	0,86	0,85	0,845	0,825	0,815	0,805	0,89	0,91
4 $\left(\frac{2}{2}\right)$	1,19	1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,31	1,15	1,125
	0,84	0,825	0,82	0,805	0,785	0,775	0,765	0,87	0,89
5 $\left(\frac{3}{2}\right)$	1,23	1,25	1,27	1,29	1,32	1,34	1,37	1,18	1,15
	0,815	0,80	0,79	0,775	0,76	0,745	0,73	0,845	0,87
6 $\left(\frac{3}{3}\right)$	1,26	1,29	1,31	1,34	1,38	1,40	1,43	1,21	1,175
	0,795	0,775	0,765	0,745	0,725	0,715	0,70	0,825	0,85
7 $\left(\frac{4}{3}\right)$	1,30	1,33	1,36	1,39	1,43	1,46	1,49	1,24	1,20
	0,77	0,75	0,735	0,72	0,70	0,685	0,67	0,805	0,835
8 $\left(\frac{4}{4}\right)$	1,35	1,37	1,40	1,44	1,48	1,52	1,55	1,27	1,225
	0,745	0,73	0,715	0,695	0,675	0,655	0,645	0,785	0,815

Die Teile des oberen Klobens werden durch eine Kraft  $Q + P$ , die des unteren durch  $Q$  beansprucht; wir berücksichtigen, da beide Kloben, wie schon erwähnt, in ihren Hauptdimensionen gleich gehalten werden, nur die erstgenannte grössere Kraft.

Eine Berechnung der Rollen- und der anderen Bolzen zunächst ist kaum durchführbar, da man nicht weiss, wie weit sie durch die Zwischenbleche gestützt oder belastet werden. Wir empfehlen deshalb, den Durchmesser  $d_0$  des Rollenbolzens empirisch nach den folgenden Angaben zu nehmen, in denen  $\Delta$  wieder die Seil- oder Ketteneisenstärke bezeichnet.

Zahl der Rollen eines Klobens	$n_1 =$	2	3	4
Stärke des Rollenbolzens bei	Hanfseilen $d_0 =$	$\Delta$ bis 1,1 $\Delta$	1,1 $\Delta$ bis 1,2 $\Delta$	1,3 $\Delta$ bis 1,4 $\Delta$
	Drahtseilen $d_0 =$	2 $\Delta$ bis 2,2 $\Delta$	2,3 $\Delta$ bis 2,5 $\Delta$	2,7 $\Delta$ bis 3 $\Delta$
	Ketten $d_0 =$	3 $\Delta$ bis 3,3 $\Delta$	4 $\Delta$ bis 4,3 $\Delta$	5 $\Delta$ bis 5,3 $\Delta$

Hat der Kloben keine Bleche zwischen den einzelnen Rollen, so muss der Durchmesser  $d_0$  natürlich der Bedingung

$$(Q + P) \frac{1}{8} = 0,1 d_1^3 \cdot k_b$$

mit  $l_1$  als Abstand von Mitte bis Mitte Unterstützung und  $k_b \leq 1000 \text{ kg/qcm}$  für Flussstahl genügen.

Die Stärke der Distanzbolzen kann  $0,3d_0$  bis  $0,4d_0$  gewählt werden. Für den oberen Bolzen in Fig. 1, Taf. 5, welcher den Hakenbügel trägt, ist  $0,9d_0$  eine passende Stärke. Die Länge der Rollennaben muss 1 bis 2 mm grösser als die äussere Kranzbreite sein; sie muss ferner so bemessen werden, dass die Flächenpressung  $p$  zwischen Rollennabe und -bolzen den hinsichtlich der Schmierung

1) Die Brüche neben der Rollenzahl geben im Zähler die Anzahl der festen, im Nenner die der losen Rollen an.

2) Mit  $\Delta$  in cm.

3) Für Drahtseile wurde mit Rücksicht darauf, dass der Rollenradius hier verhältnismässig sehr klein gewählt wird,  $\varphi_0$  zu 0,06 angenommen.

und des Verschleisses noch zulässigen Wert nicht übersteigt. Man findet für

nicht ausgebuchte Rollen  $p \leq 100 \text{ kg/qcm}$ ,

ausgebuchte Rollen  $p \leq 150 \text{ kg/qcm}$ ,

und es ergibt sich hiermit bei  $n_1$  Rollen des oberen Klobens die erforderliche Nabenlänge der Rollen

bei fehlender Rotgussbuchse zu

$$l_0 \geq 0,01 \frac{Q + P}{n_1 \cdot d_0}$$

bei vorhandener Rotgussbuchse zu

$$l_0 \geq 0,0066 \frac{Q + P}{n_1 \cdot d_0}$$

Der Rollenradius  $R$  bis Mitte Seil oder Kette wird gewöhnlich

für Hanfseile  $R = 3,5\Delta$  bis  $4\Delta$   
 für Drahtseile  $R = 6\Delta$  bis  $7\Delta$   
 für Ketten  $R = 7\Delta$  bis  $10\Delta$

genommen.

Die Gestellteile, wie Seitenschiene, Querhaupt, Haken u. s. w., sind in der bei den Hakenflaschen (§ 22) angegebenen Weise für eine Last  $Q + P$  zu berechnen.

Für die **Konstruktion** und **Herstellung** der Faktoren-Flaschenzüge dürften die folgenden Punkte der besonderen Beachtung wert sein.

Der Rollenradius  $R$  ist genügend gross zu nehmen und der Rollenumfang bei Seilen sauber auszurehen, damit diese möglichst geschont bleiben.

Das Material des Rollenbolzens sei Stahl. Eine am Kopfende desselben aufzusetzende Staufferbüchse, welche das Fett erst achsial durch den Bolzen und dann radial nach den Bohrungen der einzelnen Rollen presst, ist stets vorzusehen. Die Wege für das Fett sind genügend weit zu machen. Durch Scheibe und Splint oder Mutter und Unterlagscheibe, wobei das Gewinde kleiner als der Bolzendurchmesser sein und mit dem inneren Rande der Unterlagscheibe beginnen muss, ist einem Festklemmen der Rollen vorzubeugen.

Die Bleche sind nur durch Kreisbögen und gerade Linien zu begrenzen, Ausschnitte sind an ihnen möglichst zu vermeiden. Den Schienen ist überall die gleiche Stärke zu geben; besondere Verstärkungen an den Bolzenlöchern verteuern die Arbeit unnötig.

Die Aufhängung des oberen Klobens soll eine Drehung des Flaschenzuges um dessen vertikale Achse zulassen.

Als **Nachteil** der Faktoren-Flaschenzüge ist zunächst der beträchtliche Kraftverlust bzw. der niedrige Wirkungsgrad derselben bei mehr als 4 Rollen zu nennen; besonders gilt dies für Züge mit starken Hanfseilen. Ferner hebt sich die Last bei mehrrolligen Flaschenzügen nur sehr langsam, und die Seil- bzw. Kettenlängen, welche bei einigermaßen grossen Förderhöhen abziehen sind, fallen ziemlich bedeutend aus. Endlich macht sich die fehlende Hemmung der Last meist hinsichtlich der Bedienung unangenehm bemerkbar und kann leicht zu Unglücksfällen führen.



Man hat zwar in verschiedener Weise, meist aber mit nur teilweisem Erfolge, versucht, die Hanfseil-Flaschenzüge mit einer **Hemmvorrichtung** zu versehen, welche die Last schwebend erhält, sobald die Betriebskraft zu wirken aufhört. Gewöhnlich besteht dieselbe aus einem Reibungsgesperre nach Fig. 6, Taf. 5, dessen Sperrkegel durch ein besonderes Zugseil oder besser selbstthätig durch die niedergehende Last angedrückt wird. Die Sperrung tritt ein, wenn der Winkel  $\alpha$ , den die Linie ab durch den Drehpunkt des Kegels mit dem Radius ac durch den Berührungspunkt an der Rolle einschliesst, kleiner als der Reibungswinkel wird. Ein Zug am anderen Hebelende in der angegebenen Pfeilrichtung löst den Kegel wieder.

Von den verschiedenen Ausführungen solcher Hemmvorrichtungen zeigt zunächst Fig. 7, Taf. 5 die am meisten bekannte Seilklemme von Hewitt & Goff. A ist hier der Sperrkegel, dessen Druckfläche der Seilrundung entsprechend ausgehöhlt ist. Sein Drehbolzen B sitzt in zwei Schienen C, die ihren Drehpunkt D am Gehäuse des Klobens haben. Wird das Seil in der Hubrichtung der Last gezogen, so gleitet es in der gelösten Klemme, indem die Schienen C soweit herunterfallen, als dies der Stift z am Gehäuse und die Schlitz für denselben in den Schienen zulassen; der Ausschlag des Kegels A wird dabei durch dessen Verlängerung F begrenzt. Drückt man aber beim Niederlassen der Last das freie Seilende etwas nach vorne oder zur Seite, so werden die Schienen gehoben und der Kegel A wird, sobald er sich auf dem Seile befindet, von diesem mitgenommen und in die Sperrlage gebracht. Die Last bleibt dann freischwebend.

Eine andere Hemmvorrichtung nach dem Patent von H. Kessler in Oberlahnstein zeigt Fig. 8, Taf. 5. Will man hier die hochgezogene Last sperren, so muss man das Zugseil etwas in straffer Haltung zurückgehen lassen und dabei eine solche Stellung einnehmen, dass das Seil das Segment A streift. Dieses wird dann vom Seil mitgenommen, dreht sich nach oben und klemmt eine auf ihm liegende lose Rolle C zwischen Seil und Rückwand D des Gehäuses, wodurch jenes mit der Last festgehalten wird. Will man die Last herunterlassen, so muss man das Seil ein wenig anziehen. Die Rolle löst sich dann, und die Last kann, indem man mit dem Zugende des Seiles mehr senkrecht zur Rolle geht, sinken, da nun das Segment A nicht mehr vom Seil gestreift wird.

Alle diese Hemmvorrichtungen leiden an dem Übelstande, dass das Seil bedeutend schneller verschleisst. Auch sind sie meistens nur für schwächere Seile bis zu 20 mm Stärke verwendbar.

**Beispiele.**

1. Es sind die Tragfähigkeit und Hauptdimensionen eines nach Fig. 1, Taf. 5 konstruierten 6 rolligen Faktoren-Flaschenzuges mit 26 mm starkem Hanfseil zu berechnen.

Nach der Tabelle auf S. 44 kann ein ungeteertes Hanfseil von 26 mm Durchmesser bis zu 600 kg belastet werden.

Da nun beim Faktoren-Flaschenzug die Betriebskraft die grösste Spannung im Last- und Zugorgan ist, so darf

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

$$P = 600 \text{ kg}$$

noch als zulässig erachtet werden. Mit dieser Betriebskraft und einem aus der Tabelle auf S. 68 zu entnehmenden Wert von

$$1 + \varphi_f = 1,31 \text{ bzw. } \gamma = 0,765$$

folgt dann aus Gl. 104 auf S. 67 die Tragfähigkeit des vorliegenden Faktoren-Flaschenzuges zu

$$Q = \frac{6 \cdot 600}{1,31} = \sim 2750 \text{ kg.}$$

Die Gl. 22 auf S. 28 liefert als genaueren Wert mit

$$\varphi_0 = 0,025 (2,6 + 1) = 0,09$$

nach Gl. 2a auf S. 24

$$1 + \varphi_f = \frac{6 \cdot 0,09}{1 - \left(\frac{1}{1,09}\right)^6} = \sim 1,337$$

bzw.

$$\gamma = \frac{1}{1,337} = \sim 0,75.$$

Der Rollenbolzen soll nach den Angaben auf S. 68 einen Durchmesser

$$d_0 = 1,1 \cdot 26 \text{ bis } 1,2 \cdot 26 = 28,6 \text{ bis } 32,2 \text{ mm}$$

erhalten, wofür

$$d_0 = 30 \text{ mm}$$

gewählt ist. Der Rollenradius (bis Mitte Seil) beträgt gemäss Gl. 106 auf S. 68

$$R = 3,5 \cdot 26 = 91 \text{ mm.}$$

Die Rollennaben müssen nach Gl. 105 auf S. 68 eine Länge

$$l_0 \geq 0,01 \frac{2750 + 600}{3 \cdot 3} \text{ oder } \geq 3,72 \text{ cm}$$

bekommen; es ist

$$l_0 = 40 \text{ mm}$$

genommen. Der obere Bolzen für den Hakenbügel ist

$$0,9 d_0 = 0,9 \cdot 30 = 27 \text{ mm}$$

stark gemacht.

Der Haken hat im Maule rechteckigen Querschnitt. Bei einem Radius

$$w = \frac{2750 + 600}{200} + 15 = \sim 30 \text{ mm}$$

nach Gl. 84 auf S. 58 folgt mit  $x = 2$  und  $k_z = 1200 \text{ kg/qcm}$  aus Gl. 85a und 87 daselbst eine Höhe

$$h = 2 \cdot 30 = 60 \text{ mm}$$

bzw. Breite

$$b = 9,8 \frac{2750 + 600}{6 \cdot 1200} = \sim 4,5 \text{ cm} = 45 \text{ mm.}$$

Der Hakenschaft kann weiter nach Gl. 75 auf S. 55 im Gewinde

$$d^2 \frac{\pi}{4} = 2,4 \frac{2750 + 600}{1000} = 8,04 \text{ qcm}$$

Querschnitt oder

$$d = 1\frac{1}{4} \text{ engl.} = 31,75 \text{ mm}$$

äusseren Durchmesser bekommen.

Der Hakenbügel ist bezüglich seiner Höhe nach Gl. 92 auf S. 59 zu berechnen. Mit  $l' = 10$ ,  $m = 1,6 \text{ cm}$  und  $k_b = 750 \text{ kg/qcm}$  für Schweisseisen liefert dieselbe

$$h_s = \sqrt{\frac{(2750 + 600) \cdot 10 \cdot 6}{8 \cdot 2 \cdot 1,6 \cdot 750}} = \sim 3,2 \text{ cm,}$$

wofür

$$h_s = 33 \text{ mm}$$

gewählt ist.

Die Spannung in dem festliegenden Seiltrum, durch welche die Öse am unteren Bolzen des oberen Klobens belastet ist, beträgt, wie auf S. 28 angegeben,

$$P_0 = \frac{P}{(1 + \varphi_0)^6} = \frac{600}{1,09^6} = \sim 358 \text{ kg.}$$



Mit  $Q = p_0$ , einem Abstände  $l' = 6$  cm und  $k_b = 750$  kg/qcm folgt aus Gl. 96 auf S. 61 für den gefährlichen Querschnitt der Öse

$$b \cdot h^2 = \frac{358 \cdot 6 \cdot 10}{8 \cdot 750} = 3,58$$

und mit  $b = 1,2$  cm

$$h = \sqrt{\frac{3,58}{1,2}} = \sim 1,7 \text{ cm, in der Zeichnung } \mathbf{16 \text{ mm.}}$$

Die Schienen des Gestelles schliesslich müssen bei  $b = 5,5$  cm Breite nach Gl. 103 auf S. 64 mit  $Q + P$  anstatt  $Q$  eine Stärke

$$s \geq 1,7 \frac{2750 + 300}{1000} \frac{1}{5,5} \text{ oder } \geq 1,03 \text{ cm}$$

erhalten; in der Zeichnung ist

$$s = \mathbf{13 \text{ mm}}$$

eingetragen.

Werden  $c = 25$  m Seil in der Minute abgezogen, so hebt sich die Last um den  $n$ . Teil, also um

$$w = \frac{25}{60 \cdot 6} = \sim 0,07 \text{ m} = 70 \text{ mm/Sek.}^1$$

**2.** Der in Fig. 3, Taf. 5 dargestellte 8rollige Faktoren-Flaschenzug von de Fries & Co. in Düsseldorf ist bei einer Drahtseilstärke von 22 mm für 14000 kg Maximallast bestimmt. Wie berechnen sich die Betriebskraft und Hauptverhältnisse des Zuges nach den in diesem Buche gemachten Angaben?

Für  $\varphi_0 = 0,06$  ist im vorliegenden Falle nach der Tabelle auf S. 68 annähernd

$$1 + \varphi_f = 1,27 \text{ und } \eta = 0,785$$

zu setzen, während die Gl. 22 auf S. 28 genauer

$$1 + \varphi_f = \frac{8 \cdot 0,06}{1 - \left(\frac{1}{1,06}\right)^8} = 1,288$$

bezw.

$$\eta = \frac{1}{1,288} = \sim 0,775$$

liefert. Mit dem ersteren Wert von  $1 + \varphi_f$  folgt aus Gl. 104 auf S. 67 die erforderliche Betriebskraft für das Heben der Maximallast zu

$$P = 1,27 \frac{14000}{8} = \mathbf{2222,5 \text{ kg.}}$$

Dieses ist zugleich die am Lastorgan wirkende grösste Zugkraft. Nach der Tabelle von Th. & W. Smith in Hamburg auf S. 46 besitzt nun ein Drahtseil aus englischem Tiegelsstahldraht, Konstruktion C, von  $\Delta = 22$  mm Seildurchmesser,  $\delta = 1,04$  mm Drahtstärke und  $i = 186$  Drähten eine Bruchlast von 20100 kg. Gegenüber der angeführten grössten Zugkraft würde dasselbe also eine

$$\frac{20100}{2222,5} = \sim 9$$

fache Sicherheit bieten.

Der Rollenradius  $R$  (bis Mitte Seil) beträgt

$$R = \mathbf{137,5 \text{ mm,}}$$

entspricht also gemäss unseren Angaben in Gl. 106 auf S. 68 dem

$$\frac{R}{\Delta} = \frac{137,5}{22} = 6,25$$

fachen Seildurchmesser. Sein Verhältnis zur Drahtstärke ist

$$\frac{R}{\delta} = \frac{137,5}{1,04} = \sim 132.$$

Mit demselben würde sich allerdings unter Berücksichtigung der Biegungsspannung in der von Bach angegebenen Weise nach Gl. 68 auf S. 46 eine Gesamtspannung

$$\frac{2222,5}{186 \cdot 0,104} \frac{\pi}{4} + \frac{400000}{132} = \sim 4436 \text{ kg/qcm}$$

ergeben, welche den zulässigen Wert von 3000 kg weit übersteigt.

Der Rollenbolzen müsste nach den Angaben auf S. 68 einen Durchmesser

$$d_0 = 2,7 \cdot 22 \text{ bis } 3 \cdot 22 = 59,4 \text{ bis } 66 \text{ mm}$$

erhalten; die Ausführung zeigt

$$d_0 = \mathbf{62 \text{ mm.}}$$

Desgleichen verlangt Gl. 105 auf S. 68 eine Länge der Rollennaben von

$$l_0 \geq 0,0066 \frac{16222,5}{4 \cdot 6,2} = \sim 4,32 \text{ cm,}$$

welcher Wert in der Ausführung auf 45 mm erhöht ist.

Das Querhaupt, in welchem der Haken befestigt ist, hat eine freitragende Länge  $l' = 21,6$  cm, sowie eine Höhe  $h_s = 6,5$  cm und Stärke  $m = 2,2$  cm zu beiden Seiten des Schaftloches. Nach Gl. 95 auf S. 60 berechnet sich hiermit, wenn man für  $Q$  den Wert  $Q + P$  einführt, die auftretende grösste Materialspannung zu

$$\sigma_b(k_b) = \frac{(14000 + 2222,5) 21,6 \cdot 6}{4 \cdot 2 \cdot 2,2 \cdot 6,5^2} = \sim 2828 \text{ kg/qcm,}$$

ein Wert, der die zulässige Spannung ganz bedeutend übersteigt. Für die Zapfen des Querhauptes, welche  $d_2 = 4,2$  cm stark sind, folgt bei einer Länge  $l_2 = 0,5 \cdot 2,1 = 1,05$  cm entsprechend aus Gl. 94 auf S. 60

$$\sigma_b(k_b) = \frac{(14000 + 2222,5) 1,05 \cdot 10}{2 \cdot 4,2^3} = \sim 1150 \text{ kg/qcm,}$$

was für Flusstahl noch als zulässig gelten kann. Die Berechnung des Hakens dagegen ergibt wieder recht hohe Beanspruchungen. Die Fabriken glauben solche mit Rücksicht darauf gestatten zu dürfen, dass eine Beschränkung der Dimensionen und des Gewichtes wegen des leichten Transportes des Flaschenzuges erwünscht ist und die Maximallast in den meisten Fällen nur selten gehoben wird, eine Ansicht, die bezüglich der Sicherheit des Betriebes aber nicht als richtig angesehen werden kann und nicht zu empfehlen ist.

### b) Differential-Flaschenzug nach Weston.

Die Ausführung dieses Zuges, dessen unterer Kloben nach S. 30 durch eine lose Lastrolle gebildet wird, erfolgt in dreifacher Weise. Für Lasten bis zu 1500 kg bildet die Lastkette zugleich das Zugorgan, und der obere Kloben enthält nach Fig. 4, Taf. 5 nur die Differentialrolle. Für noch grössere Lasten würden bei dieser Anordnung zu viel Leute an der Lastkette angreifen müssen und das Ziehen sehr schwer werden; man setzt deshalb zur Verkleinerung der Betriebskraft entweder nach Fig. 9, Taf. 5 ein besonderes Haspelrad auf die Welle der Differentialrolle, was für Lasten bis ca. 2000 kg ausreicht, oder man schaltet für Lasten zwischen 2000 und 4000 kg noch ein besonderes Zahnradervorgelege nach Fig. 10, Taf. 5 ein. Im zweiten Falle muss die Differentialrolle ihrer Welle aufgekeilt sein, während sie im ersten und dritten Falle, sofern in Fig. 10, Taf. 5 die grössere Rollenhälfte innen verzahnt ist, lose drehbar auf ihrem Bolzen sitzen kann. Das Gestell des oberen Klobens wird wie bei den Faktoren-Flaschenzügen für kleine Lasten in Temperguss (Fig. 4, Taf. 5), für grössere in Schweisseisen (Fig. 9 u. 10, Taf. 5) ausgeführt. Um ein Ausschlagen der Lastkette zu verhüten, ist über beide Hälften der Differentialrolle ein Daumen am Gestell festgenietet. Das Haspel-



rad für die Handkette wird wie eine Stegrolle ausgebildet (Fig. 10, Taf. 5); dient, was seltener vorkommt, ein Hanfseil als Zugorgan, so klemmt sich dasselbe in Gabeln, welche einer Nabe eingegossen und durch einen doppelten oder einfachen Flacheisenring untereinander verbunden sind (Fig. 9, Taf. 5). In jedem Falle müssen Führungsstücke S<sup>1</sup>), welche drehbar auf der Achse des Haspelrades oder in entsprechend aufgehängten Flacheisenarmen (Fig. 10, Taf. 5) sitzen und sich bei jeder Zugrichtung selbsthätig einstellen, für das richtige Aushaken der Kette oder des Seiles sorgen. Auch bei der einfachen Anordnung in Fig. 4, Taf. 5 werden vielfach solche Führungsstücke angeordnet, damit man die Kette auch in schräger Richtung ziehen kann.

Für die **Berechnung** des vorliegenden Flaschenzuges in der einfachen Anordnung nach Fig. 4, Taf. 5 sind die Gl. 27 bis 32 auf S. 30 u. 31 massgebend. Da aber meistens die Stegzahlen z und Z der Differentialrolle mit Rücksicht auf die gewünschte Selbsthemmung nur um 1 verschieden gewählt werden, so tritt für

$$z = Z - 1$$

eine wesentliche Vereinfachung dieser Gleichungen ein. So erhält man in diesem Falle für das Verhältnis von Lasthub und gleichzeitigem Kraftweg nach Gl. 27 die Beziehung

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{1}{2Z} \dots \dots \dots 107$$

und für die wirkliche Betriebskraft aus Gl. 28 diejenige

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q}{2Z} \dots \dots \dots 108$$

worin gemäss Gl. 29 der Wert

$$1 + \varphi = \frac{1}{1 + 0,5\varphi_0} + 2\varphi_0 \cdot Z \dots \dots \dots 109$$

zu setzen ist.  $\varphi_0$  kann hier zu 0,05 bis 0,06 angenommen werden. Der Wirkungsgrad ist  $\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$ .

**Tabelle**

der Werte  $1 + \varphi$  nach Gl. 109 und  $\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$  für Differential-Flaschenzüge.

	z =	10	11	12	13	14
	Z =	11	12	13	14	15
$\varphi_0 = 0,05$	$1 + \varphi =$	2,075	2,175	2,275	2,375	2,475
	$\eta =$	0,482	0,459	0,439	0,421	0,404
$\varphi_0 = 0,06$	$1 + \varphi =$	2,29	2,41	2,53	2,65	2,77
	$\eta =$	0,437	0,415	0,395	0,377	0,361

Sitzt nach Fig. 9, Taf. 5 auf der Welle der Differentialrolle ein Haspelrad, so sind die Werte für  $\frac{h}{s} = \frac{w}{c}$  und P in Gl. 107 bzw. 108 mit  $\frac{R}{a}$  zu multiplizieren. Ist

nach Fig. 10, Taf. 5 ein Haspelrad mit Vorgelege vorhanden, so beträgt der Multiplikationsfaktor für die genannten Gleichungen  $\frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1}$ , und es ist ausserdem der Wert  $1 + \varphi$  um ca. 10 Prozent grösser als in Gl. 109 zu nehmen. Dabei bezeichnet

- R den grösseren Radius der Differentialrolle,
- a den Radius des Haspelrades,
- $z_1$  und  $Z_1$  die Zähnezahlen des Vorgeleges.

Die Zahl der Arbeiter, welche an der Zugkette oder dem Zugseil angreifen müssen, um die Betriebskraft P auszuüben, ergibt sich aus der Zugkraft eines Arbeiters. Dieselbe beträgt

- p = 10 bis 15 kg für längere,
- p = 20 bis 30, höchstens 40 kg für kürzere Betriebsdauer,

wird aber von den Fabriken oft auch noch höher angenommen.

Die Stärke der kalibrierten Lastkette ist wieder von der in ihr auftretenden grössten Spannung abhängig. Als solche hat die Spannung des ablaufenden Trumes der unteren losen Rolle zu gelten, welche hier zu  $S = \sim 0,5Q$  angenommen werden kann. Gl. 70 oder die Tabelle auf S. 50 lassen hierfür die Kettenstärke ermitteln. Die Länge der Lastkette ist nach der grössten Hubhöhe des Zuges zu wählen und beträgt gewöhnlich bei der einfachen Anordnung nach Fig. 4, Taf. 5 das 4fache dieser Hubhöhe, sonst das 2fache plus 2 Meter.

Die Stärke der Haspelkette oder des Haspelseiles wird mit Rücksicht auf das bequeme Erfassen und den Verschleiss stärker genommen, als es die Zugkraft erfordert. Gewöhnliche Stärken der Haspelketten sind 6 bis 8,5, mitunter sogar 10 mm, während Haspelseile meistens eine Dicke von 23 bis 30 mm haben. Die Länge der Haspelkette und des Haspelseiles beträgt in der Regel das Doppelte der grössten Hubhöhe des Zuges.

Die Radien der Differentialrolle berechnen sich mit Hilfe der Stegzahl und der inneren Kettengliedlänge aus Gl. 73 auf S. 51 und der zugehörigen Tabelle.

Der Bolzen der Differentialrolle wird bei der Anordnung nach Fig. 4 u. 10, Taf. 5 nur auf Biegung beansprucht, bestimmt sich also bei einer freitragenden Länge  $l_1$  aus der Beziehung

$$(Q + P) \frac{l_1}{8} = 0,1 d_0^3 \cdot k_b,$$

woraus für  $k_b \leq 1000$  kg/qcm (Flussstahl) ein Durchmesser

$$d_0 \geq 1,08 \sqrt[3]{\frac{Q + P}{1000} l_1} \dots \dots \dots 110$$

folgt. Bei der Anordnung nach Fig. 9, Taf. 5 wird der Rollenbolzen ausser auf Biegung noch auf Verdrehung beansprucht, und zwar beträgt das grösste Biegemoment annähernd  $Q \frac{l_1}{8}$ , das Drehmoment  $P \cdot a$ . Für die meisten Fälle dürfte es aber genügen,  $d_0$  hier 10 bis 20 Prozent stärker als nach Gl. 110 zu nehmen. Für

1) In Fig. 9 sind dieselben nicht angedeutet.



die Nabelnänge der Differentialrolle ist die Gl. 105 auf S. 68 massgebend.

Die Gestellteile berechnen sich in derselben Weise, wie dies beim Faktoren-Flaschenzug auf S. 68 angegeben ist.

Bezüglich der **Konstruktion** des Differential-Flaschenzuges ist namentlich darauf hinzuweisen, dass die zur Verwendung kommende kalibrierte Kette nur mässig, auf keinen Fall höher, als die Tabelle auf S. 50 angiebt, zu beanspruchen ist, da sich sonst die einzelnen Glieder bald strecken und die nachher angeführten Nachteile auftreten. Im übrigen gelten die Punkte, welche bei den Faktoren-Flaschenzügen auf S. 68 Erwähnung fanden, auch hier.

Als **Vorteile** des Weston'schen Differentialzuges gegenüber den Faktoren-Flaschenzügen ist vor allen Dingen die allerdings auf Kosten des Wirkungsgrades erreichte Selbsthemmung des ersteren zu erwähnen. Auch fällt bei den Differentialzügen die Länge der Lastkette und das Eigengewicht des ganzen Zuges geringer aus.

Als **Nachteil** macht sich der langsame Lasthub, der geringe Wirkungsgrad und der damit verbundene bedeutende Kraftverlust geltend; diese Umstände lassen den Differentialzug nur für zeitweilige, kurze Hebungen berechtigt erscheinen. Ferner tritt mit der Zeit, und zwar um so schneller, je häufiger der Flaschenzug benutzt und je stärker er belastet wird, immer ein Strecken und Dehnen der einzelnen Kettenglieder ein; dieselben passen dann nicht mehr genau zwischen die Stege der Differentialrolle und geben dadurch zu Störungen im Kettenlauf Veranlassung oder machen den Zug vollständig unbrauchbar. Endlich ist der Verschleiss der Stege infolge des häufigen Ein- und Auslegens der gespannten Kettenglieder ziemlich gross, zumal die schnellgehende Kette nicht geschmiert werden kann.

**Beispiele.**

1. Ein nach Fig. 4, Taf. 5 ausgeführter Weston'scher Differential-Flaschenzug hat in seiner Differentialrolle 13 und 14 Stege und soll nach den Angaben der Fabrik bei 7 mm Stärke und 19,5 mm Baulänge der Kettenglieder für Lasten bis zu 600 kg dienen. Welches ist die zum Heben und Senken der Maximallast erforderliche Betriebskraft, und wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse des Zuges?

Für die Zähnezahlen  $z = 13$  und  $Z = 14$ , sowie für  $\varphi_0 = 0,05$  giebt die Tabelle auf S. 71 einen Wert

$$1 + \varphi = 2,375 \text{ und } \eta = 0,421.$$

Damit folgt aus Gl. 108 auf S. 71 die Betriebskraft für das Heben der Maximallast zu

$$P = 2,375 \frac{600}{2 \cdot 14} = \sim 50 \text{ kg,}$$

während nach Gl. 31 auf S. 31 zum Senken derselben nur eine Kraft

$$P' = \frac{600}{2 + 0,05} \left\{ \frac{1}{1 + 0,05} - (1 + 0,05) \frac{13}{14} \right\} = -6,61 \text{ kg}$$

nötig ist. Die zum Heben erforderliche Kraft kann noch von 2 Arbeitern ausgeübt werden.

Der Flaschenzug ist selbsthemmend, da  $P'$  negativ und gemäss Gl. 32 auf S. 31

$$(1 + 0,05)^2 \geq \frac{14}{13}$$

ist. Auch ist die zulässige Belastung einer kalibrierten Kette

von  $\Delta = 7$  mm Stärke nach der Tabelle auf S. 50 300 kg, was der grössten auftretenden Spannung von  $S = \sim 0,5 Q$  gleichkommt.

Die Radien der Differentialrolle ergeben sich aus der Tabelle der Gl. 73 auf S. 52 mit  $l = 19,5$  mm zu

$$r = 4,148 \cdot 19,5 = \sim 81 \text{ mm}$$

bezw.

$$R = 4,4657 \cdot 19,5 = \sim 87 \text{ mm.}$$

Der Bolzen der Differentialrolle muss nach Gl. 110 auf S. 71 bei  $l_1 = 9,8$  cm Länge einen Durchmesser

$$d_0 \geq 1,08 \sqrt[3]{0,6 \cdot 9,8} \text{ oder } \geq 2 \text{ cm}$$

erhalten; die Ausführung zeigt  $d_0 = 23$  mm.

Für das Gestell aus Temperglass schreibt die Gl. 103 auf S. 64 mit  $Q + P$  anstatt  $Q$  und  $b = 4,3$  cm Schienenbreite eine Schienendicke

$$s \geq 2,5 \frac{0,6}{4,3} \text{ oder } \geq 0,35 \text{ cm}$$

vor. Die aus anderen Gründen gebotene Stärke  $s = 10$  mm genügt also vollständig. Auch die Höhe des Querhauptes ist mit  $h_s = 32$  mm reichlich bemessen, da Gl. 95a auf S. 60 für  $m = 1,25$  cm und  $l' = 9,5$  cm mit  $Q + P$  anstatt  $Q$  nur

$$h_s = 1,23 \sqrt[3]{0,6 \frac{9,5}{1,25}} = \sim 2,63 \text{ cm}$$

verlangt.

Ziehen die Arbeiter beim Lastheben  $c = \frac{25}{60}$  Meter Kette in der Sekunde ab, so hebt sich die Last nach Gl. 107 auf S. 71

$$w = \frac{25}{60 \cdot 2 \cdot 14} = \sim 0,015 \text{ m} = 15 \text{ mm/Sek.}$$

2. Für eine Maximallast von 1200 kg sind die Hauptverhältnisse eines Differential-Flaschenzuges mit Haspelrad und Rädervorgelege nach Fig. 10, Taf. 5 so zu bestimmen, dass ein Arbeiter mit 30 kg Zugkraft die Last noch heben kann.

Der grössten Kettenspannung  $S = 0,5 \cdot 1200 = 600$  kg dürfte nach der Tabelle auf S. 50 eine kalibrierte Kette von  $\Delta = 10$  mm genügen. Bei  $l = 29$  mm innerer Länge der Kettenglieder und

$$z = 11, Z = 12$$

Stegzahlen der Differentialrolle müssen die Radien derselben nach der Tabelle zu Gl. 73 auf S. 52

$$r = 3,5133 \cdot 29 = \sim 102 \text{ mm}$$

bezw.

$$R = 3,8306 \cdot 29 = \sim 111 \text{ mm}$$

betragen. Wählen wir nun den Radius  $a$  des Haspelrades etwas grösser als  $R$ , vielleicht  $a = 130$  mm, so verlangt Gl. 108 auf S. 71, die hier, wie daselbst vermerkt, mit  $\frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1}$  auf der rechten Seite zu multiplizieren ist, also

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q}{2Z} \frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1}$$

lautet, für  $P = 30$  kg, wie verlangt, um  $1 + \varphi = 1,1 \cdot 2,41$  (entsprechend  $\varphi_0 = 0,06$  laut Tabelle auf S. 71) ein Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges

$$\frac{Z_1}{z_1} = \frac{1,1 \cdot 2,41 \cdot 1200 \cdot 111}{30 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 130} = 3,77.$$

Nach der Zeichnung betragen die Zähnezahlen des Vorgeleges

$$z_1 = 8 \text{ und } Z_1 = 30,$$

ist also

$$\frac{Z_1}{z_1} = \frac{30}{8} = 3,75.$$

Für die Teilung des Vorgeleges ist, wie später in § 26 bei den Räderwinden gezeigt wird, die Beziehung

$$t_1 \geq 0,48 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z_1}}$$

massgebend, welche mit  $M_d = P \cdot a = 30 \cdot 130 = 390$  kg/cm und  $z_1 = 8$



$$t_1 \geq \sim 1,75 \text{ cm}$$

liefert, wobei eine Zahnweite  $b_1 = 2t_1 = 3,5 \text{ cm}$  vorausgesetzt ist. Bei der in der Zeichnung angegebenen Breite  $b_1 = 40 \text{ mm}$  dürfte eine Teilung

$$t_1 = 5,4 \pi = 16,965 \text{ mm}$$

wohl noch als zulässig erachtet werden. Mit ihr ergeben sich die Teilkreisradien des Vorgeleges zu

$$r_1 = \frac{8 \cdot 5,4}{2} = 21,6 \text{ mm}$$

und

$$R_1 = \frac{30 \cdot 5,4}{2} = 81 \text{ mm.}$$

Bei  $c = \frac{25}{60}$  Meter Kraftgeschwindigkeit hebt sich die Last

$$w = c \frac{1}{2Z} \frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1} = \frac{25}{60} \frac{1}{2 \cdot 12} \frac{11,1}{13} \frac{8}{30} = \sim 0,004 \text{ oder } 4 \text{ mm/Sek.}$$

## § 25.

### Die Räder-Flaschenzüge.

Dieselben bestehen aus einer Räderwinde mit Kettennuss, -trommel oder Daumenrolle, welche vermittelt Querhaupt und Haken in der bei den Flaschenzügen üblichen Weise an jedem festen Punkte aufgehängt werden kann. Zum Antrieb des Vorgeleges dient ein Haspelrad mit Zugkette. Nur bei leichteren Zügen nimmt die Lastkette unmittelbar die Last auf, sonst benutzt man hierzu eine lose Rolle, wobei die Kette am Gestell der Winde befestigt wird und nach Umschlingung der Rolle zur Trommel, Nuss oder Daumenrolle geht.

Je nachdem die Räderwinde ein Schnecken- (Schrauben-) oder Zahnradvorgelege besitzt, unterscheidet man Schrauben- und Zahnrad-Flaschenzüge. Die bekanntesten sind die folgenden.

#### a) Schrauben-Flaschenzüge mit Kettennuss oder Daumenrolle und Drucklager.

Sie finden wegen der vielen Vorzüge ihrer Konstruktion, der genauen Ausführung ihrer Teile auf Spezialmaschinen bei Verwendung besten Materiales die grösste Benutzung von allen Räder-Flaschenzügen. Die Schneckenwinde ist meistens mit einer losen Lastrolle in der oben angedeuteten Weise vereinigt, nur bei Zügen für 500 kg und weniger Last fällt die lose Rolle fort. Die Lastkette ist für gewöhnlich eine kalibrierte Gliederkette mit Kettennuss; nur bei Lasten von 10000 kg und mehr verwendet man wohl auch eine Gall'sche Gelenkkette, die über eine Daumenrolle läuft. Der Schnecken- (Schrauben-)trieb sichert eine sanfte Bewegungsübertragung und liefert bei äusserster Beschränkung der Dimensionen eine grosse Übersetzung. Er gestattet ferner in einfachster Weise die Anbringung einer Bremse, welche die Last schwebend erhält und als Drucklager bezeichnet wird, da sie durch den achsialen Druck, den die Last auf die Schnecke und Schneckenwelle ausübt, zur Wirkung kommt. Erst die zweckmässige Konstruktion dieses Drucklagers, wie sie von E. Becker in Berlin gegeben wurde, sicherte den vorliegenden Zügen ihre grosse Verbreitung. Sie ermöglichte nämlich, ohne dass die einfache und gedrängte Form der letzteren gestört wurde, die

Anwendung steilgängiger Schnecken, welche für sich allein nicht selbsthemmend sind und deshalb für den Lasthub einen weit günstigeren Wirkungsgrad (60 bis 65 Prozent) liefern als die bei fehlender Bremse erforderlichen Schnecken mit geringer Steigung, welche durch die eigenen, auch während des Lasthubes zu überwindenden Nebenhindernisse die Selbsthemmung bewirken und darum den Wirkungsgrad des Zuges bis auf mindestens 50 Prozent beschränken.

Über die gebräuchliche Ausführung der Schrauben-Flaschenzüge ist mit Hinweis auf die Figuren der Taf. 6 das Folgende zu bemerken.

Das Gestell der Schneckenwinde wurde früher in Stahl- oder Temperguss gegossen (Fig. 1); jetzt wird es allgemein in Schweisseisen hergestellt (Fig. 2). Es besteht im letzteren Falle aus zwei Hauptschilden, in denen der Bolzen für die Kettennuss oder Daumenrolle und das Schneckenrad befestigt ist, und zwei Verbindungsstücken für die Lager der Schneckenwelle. Von diesen wird das eine mit Zapfen in die Hauptschilde eingietet, während das andere, das zugleich als Führungsbügel für die Haspelkette dient, durch Einlegschrauben mit den Hauptschilden verbunden ist. Das Querhaupt für den Haken wird stets mit Zapfen in die Hauptschilde eingesetzt.

Die Schnecke und Schneckenwelle besteht aus bestem Stahl. Die Gänge werden aus dem Vollen gefräst und gleichmässig gehärtet. Sie laufen jetzt meistens in einem Ölbad, das ein unter der Schnecke angebrachter kleiner Behälter enthält. Das Halslager bekommt Rotgussbuchse, das Haspelrad wird mit Feder auf dem Endkonus gehalten. Über das Drucklager siehe weiter unten.

Das Material des Schneckenrades und der Kettennuss ist Hartguss, das des zugehörigen Bolzens, der bei Verwendung einer Gall'schen Gelenkkette mit der Daumenrolle aus einem Stück besteht, Stahl. Um Verdrehungsbeanspruchungen von dem Bolzen fern zu halten, befestigt man das Schneckenrad entweder auf der verlängerten Nabe der Nuss (Fig. 1) oder giesst beide in einem Stück (Fig. 2).

Haken und Querhaupt werden, wie üblich, und zwar am besten in sehnigem Schmiedeeisen ausgeführt.

Das Drucklager mit seiner Bremse, das einen der wichtigsten Teile der vorliegenden Flaschenzüge bildet, besteht nach der ersten Ausführung von E. Becker, Berlin, die in Fig. 1 u. 1a, Taf. 6 dargestellt ist, aus einem Spurzapfen mit Kegelbremse. a ist der Voll-, b der Hohlkegel derselben. Der erstere gehört der Schneckenwelle an, der letztere bildet den Spurzapfen, der sich gegen die Druckschraube d in einer Buchse c des Gestelles stützt und aussen mit Sperrzähnen und Sperrkegel versehen ist. Die Reibung, welche die beiden Kegel aufeinander finden, muss nicht nur grösser als die des Spurzapfens auf seiner Druckschraube sein, sondern sie muss auch genügen, um ein Drehen der Schneckenwelle im Sinne der niedergehenden Last zu verhüten. Beides lässt sich bei genügend kleinen Dimensionen der Bremse erreichen, da die Grösse der achsialen Anpressungs-



kraft und also auch die Reibung der Kegel aufeinander von der Last abhängig sind und mit deren Grösse zunehmen. Beim Heben der Last gleiten dann die Zähne der Sperrscheibe unter ihrem Kegel, und die Schneckenwelle dreht sich mit dem Zapfen *b* in der Buchse *c* und auf der Druckschraube *d*. Hört die Betriebskraft für den Lasthub auf, so verhütet der Sperrkegel das Zurückgehen der Last, und diese wird erst sinken, wenn eine mit der Last in gleichem Sinne wirkende Betriebskraft die Differenz der Momente überwindet, welche die Reibung zwischen den beiden Kegeln und die Last auf die Achse der Schneckenwelle<sup>1)</sup> ausüben.

Die Becker'sche Drucklagerbremse hat zahlreiche Nachbildungen und Abänderungen erfahren, ohne dass diese ihre Güte und Einfachheit zu überbieten vermochten.

Die Lüder'sche Bremse in Fig. 3 u. 3a, Taf. 6 zunächst, welche von Schuchardt & Schütte in Berlin ausgeführt wird, besitzt an Stelle der Kegel- eine Planbremse. Dieselbe besteht aus den beiden Scheiben *a* und *b*, zwischen denen sich die Friktionsscheibe *f* und Lederscheibe *f*<sub>1</sub> befinden. Die Scheiben *a* und *b*, von denen die letztere wieder als Spurzapfen für den Stahlkonus *d* ausgebildet ist, sind auf der Welle verschiebbar, nehmen aber durch eine eingelegte Feder an deren Drehung teil. Die Friktionsscheibe *f* weiter ist aussen verzahnt und mit Sperrkegel versehen. Der durch die Last ausgeübte Achsialdruck der Schneckenwelle presst

äussern, wieder durch Ziehen an der Haspelkette zu überwinden. Die reibenden Flächen erhalten aus der inneren Fettkammer der Friktionsscheibe die nötige Schmierung, die Lederscheibe verleiht der Anordnung eine gewisse Nachgiebigkeit.

Gebr. Bolzani in Berlin benutzen, wie Fig. 2 u. 2a, Taf. 6 zeigt, ebenfalls zwei Scheiben *a* und *b* mit dazwischen liegender Friktions- und Lederscheibe *f* bzw. *f*<sub>1</sub> für die achsiale Anpressung. Da die Friktionsscheibe *f* aber zwei keilförmige Ansätze *x* besitzt, so werden hier noch zwei entsprechend ausgebildete Bremsbacken *y* radial nach aussen gegen den Rand der Scheibe *b* gedrückt. Die Wirkungsweise der Bremse ist im übrigen dieselbe wie bei den vorhergehenden Konstruktionen. Die sämtlichen Scheiben liegen, gegen Schmutz und Staub geschützt, in dem Gehäuse der Scheibe *b*. Diese ist ferner nicht mit der Buchse *b*<sub>1</sub> des Spurzapfens fest verbunden, sondern nimmt dieselbe beim Heben der Last allein durch die Reibung ihrer Berührungsflächen mit; man sichert dadurch die Brauchbarkeit des Flaschenzuges auch dann, wenn die genannte Buchse bei ungenügender Wartung und Schmierung angefressen sein sollte, indem sich nun die Schneckenwelle beim Lastheben mit ihrem betreffenden Ende einfach in der Buchse selbst dreht.

Die nachstehende Tabelle giebt die Hauptverhältnisse der Schrauben-Flaschenzüge, wie sie die Aktien-Gesellschaft de Fries & Co. in Düsseldorf mit

15      15.15      16.15  
**Tabelle**  
 der Hauptverhältnisse von Schrauben-Flaschenzügen.

Maximal-Tragkraft in kg	500	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7500	10000	12500	15000	20000
Probebelastung in kg . . .	750	1500	2250	3000	4500	6000	7500	9000	12000	15000	15000	20000	25000
Ganze Länge im zusammengezogenen Zustande <sup>2)</sup> in mm . . . . .	440	710	820	920	1010	1100	1200	1335	1470	1400	1500	1750	2000
Hub der Last bei Abhaspelung von 30 m Kette in der Minute in mm . . .	1620	810	565	485	350	320	295	235	225	180	125	122	98
Äusserer Durchmesser des Haspelrades in mm . . .	100	160	200	260	300	370	370	450	450	450	550	650	650
Gewicht der Züge mit Gliederkette <sup>3)</sup> in kg . . .	25	35	45	60	79	106	117	155	185	340	460	625	720
Gewicht der Züge mit Gall'scher Gelenkkette <sup>3)</sup> in kg . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	274	382	500	655

die einzelnen Scheiben gegeneinander, und die zwischen ihnen auftretende Reibung nimmt dieselben beim Lastheben sämtlich mit herum, hält die Last auch, da der Sperrkegel die Rückdrehung der Friktionsscheibe hindert, schwebend, wenn die Betriebskraft aufhört. Beim Senken der Last ist die Differenz der Momente, welche die genannte Reibung und die Last auf die Schneckenwelle

einer Drucklagerbremse ähnlich derjenigen von Becker baut.

Die Schrauben-Flaschenzüge lassen sich auch leicht als Laufwinden, d. h. fahrbar, einrichten. Die beiden Hauptschilde brauchen dazu nur nach Fig. 3, Taf. 6 zwischen die Stege zweier [-Eisen genietet zu werden, welche die Lager für die beiden Laufradachsen aufnehmen. Die eine der letzteren trägt das Haspelrad — bei Lasten über 5000 bis 6000 kg auch noch ein Vorgelege — zum Verschieben des Gestelles. Vor bzw. hinter den Hauptschilden des Flaschenzuges sind unter die erwähnten

1) Unter Vernachlässigung der geringen Zapfenreibungsmomente dieser Welle.  
 2) Von Innenkante bis Innenkante Haken.  
 3) Für 3 m Hub.



[-Eisen drei kleinere [- oder [-Eisen befestigt, welche zur Stützung der verlängerten Antriebswellen des Zuges dienen. Die beiden Haspelräder sind möglichst weit zur Seite zu schieben, damit der Antrieb nicht durch die Last behindert wird. Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptverhältnisse, nach denen solche Laufwinden von Schuchardt & Schütte in Berlin ausgeführt werden.

**Tabelle**

der Hauptverhältnisse von Laufwinden mit Schrauben-Flaschenzügen nach Fig. 3, Taf. 6.

Maximal-Tragkraft in kg	2000	3000	4000	5000	6000	7500	10000	12500
Probebelastung in kg	3000	4500	6000	7500	8500	10000	15000	15000
Spurweite s in mm	420	480	550	550	630	630	670	760
Abstand der Haspelräder von Mitte Winde m in mm	550	600	650	650	750	750	750	800
Abstand des höchsten Punktes von Oberkante Laufschiene h in mm	330	380	405	450	510	560	570	680
Höhe der Laufschiene y in mm	25	25	25	25	25	25	30	30
Breite der Laufschiene x in mm	50	50	50	50	50	50	60	60

Bei der **Berechnung** der Schrauben-Flaschenzüge ergibt sich zunächst die Stärke der Lastkette, als deren grösste Spannung diejenige im ablaufenden Trum  $S \approx 0,5 S$  zu gelten hat, mit Hilfe der Tabellen auf S. 50 u. 53. Die Fabriken wählen, um Gewicht und Dimensionen der Züge möglichst zu beschränken, die zulässige Belastung der Ketten ziemlich hoch. Mit Hilfe der Ketteneisen- bzw. Bolzenstärke  $\Delta$  und der inneren Baulänge bzw. Teilung  $l$  folgt dann für eine gewählte Steg- bzw. Daumenzahl  $z = 5$  bis 6 der Radius  $R$  der Kettennuss bzw. Daumenrolle aus Gl. 72 auf S. 51 bzw. 74 auf S. 54.

Das Umsetzungsverhältnis zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg ist hier gleich dem Produkte der Werte aus Gl. 6 u. 52 auf S. 25 bzw. 38, beträgt also

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{1}{2} \frac{R}{a} \frac{m}{Z_1}$$

Da die Schnecke in der Regel doppelgängig ( $m=2$ ) gemacht wird, so gilt für diese die einfachere Beziehung

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{R}{a \cdot Z_1} \quad \dots \quad 111$$

mit welcher nach Hauptgl. III auf S. 23 für die wirkliche Betriebskraft (immer bei 2-gängiger Schnecke)

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

folgt. Für die Zähnezah der Schneckenrades ergibt sich hieraus der Wert

$$Z_1 = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \quad \dots \quad 112$$

welcher sich leicht in der Form: „Die Zähnezah  $Z_1$  ist

gleich dem  $(1 + \varphi)$ fachen Quotient aus Lastmoment ( $Q \cdot R$ ) und Kraftmoment ( $P \cdot a$ )“ merken lässt.  $Q$  ist hierin als gegeben,  $R$  nach dem Obigen als bestimmbar anzusehen,  $P$ ,  $a$  und  $1 + \varphi$  aber sind zu wählen.  $P$  richtet sich wieder nach der Zahl der Arbeiter, welche die Last heben sollen, wobei die Kraft eines Arbeiters, wie schon auf S. 71 angegeben, wenn möglich, nicht höher als 30 bis 40 kg bei nicht zu langer Betriebsdauer anzunehmen ist; die Fabriken gehen hierin bedeutend höher, oft bis zu 60 kg. Für den Radius  $a$  des Haspelrades gewährt die Tabelle auf S. 74 einigen Anhalt. Der Verlustfaktor  $\varphi$  bestimmt sich aus den Werten  $\varphi_1$ ,  $\varphi_t$  und  $\varphi_s$  der Gl. 8 (S. 25), Gl. 44c (S. 34) bzw. Gl. 51 (S. 38) in der Weise, dass

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1) (1 + \varphi_t) (1 + \varphi_s)$$

ist. Die nachstehende Tabelle giebt die Werte von  $1 + \varphi$ , berechnet mit  $\varphi_1 = 0,025$ ,  $\varphi_t = 0,065$  und  $m_0 = 0,05$ ,  $\rho = 6^\circ$  für die gebräuchlichen Steigungswinkel  $\alpha$  der mittleren Schraubenlinie der Schnecke.

**Tabelle**

der Werte  $1 + \varphi$  und  $\eta$  für Schraubenflaschenzüge.

	18	19	20	21	22
$\alpha =$	18	19	20	21	22
Grad					
$1 + \varphi =$	1,7	1,64	1,61	1,59	1,57
$\eta =$	0,59	0,61	0,62	0,63	0,64

Zur Berechnung des Schneckenrades können die von Stribek in der Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure<sup>1)</sup> aufgestellten Beziehungen benutzt werden. Nach diesen ist zunächst, um ein genügend grosses Zahnfeld zu bekommen, der Winkel  $2\gamma$ , den die schrägen Seitenflächen der Zähne miteinander einschliessen (s. Fig. 1 u. 2, Taf. 6), so zu wählen, dass

$$\text{tg } \gamma = \frac{x}{\frac{r_1}{t} + 0,6} \quad \dots \quad 113a$$

mit  $x = 1,8 \quad 1,9 \quad 2,1 \quad 2,3 \quad 2,5 \quad 2,6 \quad 2,7 \quad 2,8 \quad 2,9$   
für  $Z_1 = 24 \quad 28 \quad 36 \quad 45 \quad 56 \quad 62 \quad 68 \quad 76 \quad 84$

wird, wobei mit  $r_1$  als mittlerem Schneckenradius, gemäss

der Beziehung  $\text{tg } \alpha = \frac{m \cdot t}{2r_1 \cdot \pi}$ , für  $m = 2$

$$\frac{r_1}{t} = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg } \alpha}$$

zu setzen ist. Ferner soll die Breite  $b$  am Fusse der Zähne der Bedingung

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot \gamma}{90} \left( \frac{r_1}{t} + 0,33^2 \right) \quad \dots \quad 113b$$

genügen.

Für die Teilung des Schneckenrades ergibt sich endlich, wenn man sich den Druck  $1,09 \frac{Q \cdot R^3}{2R_1}$  ( $R_1$  mittlerer Teilkreisradius des Rades) an der Spitze der Zähne angreifend denkt und die letzteren  $0,55t$  hoch, sowie  $0,55t$  am Fusse stark annimmt, nach der Biegezugfestigkeit die

1) Jahrgang 1897.

2)  $0,33t$  als Höhe des Zahnfusses angenommen.

3)  $1,09 \approx 1,025 \cdot 1,065$  als Faktor für die Vergrößerung des Lastmomentes durch die Nebenhindernisse der losen Lastrolle und Kettennusswelle.



Beziehung

$$1,09 \frac{Q \cdot R}{2 R_1} 0,55 t = \frac{b (0,55 t)^2}{6} k_b$$

oder mit  $R_1 = \frac{Z_1 \cdot t}{2\pi}$  und  $k_b \leq 400 \text{ kg/qcm}$  für Gusseisen und Handbetrieb

$$t \geq 0,45 \sqrt{\frac{Q \cdot R \cdot t}{Z_1 \cdot b}} \quad \dots \quad 113c$$

Mit t folgt dann

$$R_1 = \frac{Z_1 \cdot t}{2\pi} \quad \text{und} \quad r_1 = \frac{t}{\pi \cdot \text{tg } \alpha}$$

sowie die Steigung der Schnecke  $m \cdot t = 2t$ .

Die Schneckenwelle wird auf Verdrehung durch das Kraftmoment  $P \cdot a$ , auf Biegung durch ihr Eigengewicht und die Kraft P, sowie eine Komponente des Zahndruckes beansprucht. Für die erstgenannte Beanspruchung ergibt sich der Wellendurchmesser aus

$$P \cdot a = 0,2 d^3 \cdot k_d$$

oder, wenn mit Rücksicht auf das unter Umständen auftretende ruckweise Anziehen der Haspelkette nur  $k_d \leq 600 \text{ kg/qcm}$  für Flusstahl, entsprechend der Belastungsweise b der Bach'schen Tabelle, eingeführt wird,

$$d \geq \sim 0,2 \sqrt[3]{P \cdot a}$$

Die Biegsbeanspruchung berücksichtigen wir, indem wir den vorstehenden Wert um 30 Prozent erhöhen, also

$$d \geq \sim 0,26 \sqrt[3]{P \cdot a} \quad \dots \quad 114$$

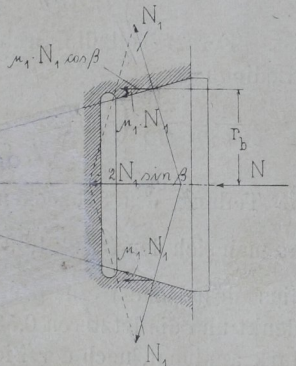
setzen.

Der Bolzen der Kettennuss, welche nach den früheren Angaben nur auf Biegung beansprucht wird, ist in jedem einzelnen Falle nach der jeweiligen Verteilung der Kräfte zu berechnen.

Die Stärke der Haspelkette ist wieder 6 bis 8,5 mm für gewöhnlich.

Für die Kegelbremse gilt die Bedingung, dass das von der schwebenden Maximallast auf die Schneckenwelle ausgeübte Drehmoment  $M_d$  kleiner als die entsprechenden Momente der Reibungswiderstände in der

Fig. 66.



Bremse und den beiden Lagern der Schneckenwelle sein muss. Vernachlässigen wir, wodurch die Sicherheit der Rechnung erhöht wird, die nur kleinen Momente der Zapfenreibung und berücksichtigen wir allein das Reibungs-

moment in der Bremse, so muss, wenn nach Fig. 66 des Textes jede Hälfte des Vollkegels mit einem Druck  $N_1$  gegen den Hohlkegel gepresst wird und  $r_b$  der mittlere Radius der Berührungsfläche beider Kegel ist, mit  $\mu_1$  als Zapfenreibungskoeffizient

$$2 \mu_1 \cdot N_1 \cdot r_b \geq M_d$$

oder

$$r_b \geq \frac{M_d}{2 \mu_1 \cdot N_1}$$

sein. Die beiden Kräfte  $N_1$  verlangen eine Achsialkraft  $2N_1 \cdot \sin \beta$ , unter  $\beta$  den Neigungswinkel der Reibungsfläche gegen die Kegelachse verstanden. Da aber beim Eindringen des Vollkegels in den Hohlkegel auch noch die beiden horizontalen Komponenten  $2\mu_1 \cdot N_1 \cdot \cos \beta$  des in die Berührungsfläche fallenden Reibungswiderstandes  $\mu_1 \cdot N_1$  zu überwinden sind, so muss der achsiale Anpressungsdruck

$$N = 2N_1 \cdot \sin \beta + 2\mu_1 \cdot N_1 \cdot \cos \beta$$

betragen. Hieraus folgt

$$2\mu_1 \cdot N_1 = \frac{\mu_1 \cdot N}{\sin \beta + \mu_1 \cdot \cos \beta}$$

Der Achsialdruck N, als niedergehende Last einer Schraubenwinde betrachtet, übt ferner ein Drehmoment

$$M_d = N \cdot r_1 \cdot \text{tg}(\alpha - \rho)$$

aus, wenn  $\alpha$  und  $\rho$  die früher schon angegebene Bedeutung haben. Diese Werte von  $2\mu_1 \cdot N_1$  und  $M_d$ , in die obige Beziehung für  $r_b$  eingeführt, ergeben dann schliesslich als Bedingung für die Hemmung der schwebenden Last

$$r_b \geq r_1 \cdot \text{tg}(\alpha - \rho) \left( \frac{\sin \beta}{\mu_1} + \cos \beta \right) \quad \dots \quad 115$$

Der Sicherheit halber wird man hierin  $\mu_1$  nicht grösser als 0,08 und  $\rho$  nicht grösser als  $5^\circ$  einzuführen haben.

Bei den Flaschenzügen, welche nach Fig. 3, Taf. 6 in ein verschiebbares Gestell eingebaut sind, berechnen sich die beiden Hauptträger, welche die Lager für die Laufradachsen tragen, wie folgt. Ist S im Grundriss der Figur der Angriffspunkt der Last Q und des Eigengewichtes G der Laufwinde, so beträgt mit den in die Figur eingetragenen Hebelarmen  $l_1, l_1', L_1$  und  $l_2, l_2', L_2$  die Reaktion in I

$$A_1 = (Q + G) \frac{l_1}{L_1} \frac{l_2}{L_2}$$

diejenige in II

$$A_2 = (Q + G) \frac{l_1'}{L_1} \frac{l_2}{L_2}$$

Für das erforderliche Widerstandsmoment eines der genannten Träger muss demnach die Bedingung

$$w \geq \frac{A_1 \cdot l}{k_b}$$

mit  $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$  für Schweisseisen erfüllt sein, wenn l der ebenfalls in die Figur eingetragene Abstand und  $l_1 > l_1'$  ist. Für die andere Seite der Träger (nach der zweiten Laufradachse hin) kann die Rechnung entsprechend durchgeführt werden.

Die Kräfte, welche zum Verschieben der Laufwinde am zugehörigen Haspelrad erforderlich ist, ergibt sich aus Gl. 115.



Die angetriebene Laufradachse ist auf Biegung und Verdrehung zu berechnen. Bei Vernachlässigung von  $\beta$  beträgt das grösste Biegemoment, sofern  $l_1 > l_1'$  ist,

$$M_b = \frac{A_1(l_3 + l_3') + A_2 \cdot l_3}{L_3} l_3,$$

wobei die Hebelarme  $l_3, l_3', L_3$  wieder der Figur zu entnehmen sind. Das Drehmoment ist, soweit es zwischen den beiden Laufrädern auftritt,

$$M_d = 0,5 \beta \cdot a,$$

wenn  $a$  den Radius des Haspelrades bezeichnet. Mit Rücksicht auf die meist geringe Grösse des Drehmomentes dürfte aber in den meisten Fällen die Berechnung auf Biegung allein mit entsprechendem Zuschlag für die Verdrehung genügen.

Für die **Konstruktion** der vorliegenden Züge sind die folgenden Punkte beachtenswert.

Das Gestell ist, wenn es aus Temper- oder Stahlguss hergestellt wird, der Beanspruchung entsprechend, durch Wulste oder Rippen genügend zu verstärken. Gestelle aus Schweisseisen dagegen sind möglichst einfach zu halten.

Die kalibrierte Gliederkette ist, wenn Dehnungen der Glieder vermieden werden sollen, nicht zu hoch zu belasten und bei gegebener Maximallast genügend stark zu wählen.

Für die Nabe der Kettennuss und des Schneckenrades ist eine zweckmässige Schmierung vorzusehen; die Schnecke soll im Ölbade laufen.

Als **Vorteile** der Schrauben-Flaschenzüge sind zunächst die grosse Übersetzung und Sanftheit der Bewegungsübertragung zu erwähnen, welche durch das Schneckengetriebe bei äusserster Beschränkung der Dimensionen und des Gewichtes ermöglicht und bei keinen anderen Räder-Flaschenzügen in diesem Masse erreicht wird. Der Wirkungsgrad von 60 bis 65 Prozent gestattet ferner eine hinreichende Ausnützung der Betriebskraft und lässt die Züge auch für länger andauernden Betrieb geeignet erscheinen, wobei das Drucklager die nötige Sicherheit für das Festhalten der schwebenden Last bietet. Endlich können bei genügender Schmierung der langsamgehenden Kette und Kettennuss die Abnutzung beider gering gehalten werden; das Gleiche gilt für die Schnecke und das Schneckenrad. Die Hubhöhe ist unbegrenzt, und die Lastkette braucht nur etwas mehr als der doppelte Lasthub lang zu sein.

**Beispiele.**

1. Der in Fig. 1, Taf. 6 dargestellte Schrauben-Flaschenzug von E. Becker in Berlin ist für 2000 kg Maximallast bestimmt. Wie berechnen sich die Hauptverhältnisse des Zuges, wenn 2 Arbeiter mit je 25 kg Zugkraft die Maximallast heben sollen?

Für die grösste Kettenspannung  $S = 0,5 \cdot 2000 = 1000$  kg verlangt die Tabelle auf S. 50 eine kalibrierte Lastkette von  $\Delta = 13$  mm Stärke. Die Firma verwendet aus den früher angeführten Gründen eine solche von nur

$$\Delta = 10,5 \text{ mm.}$$

Haben die Glieder eine innere Banlänge  $l = 30$  mm, so muss bei  $z = 5$  Stegen der Radius der Kettennuss nach Gl. 72 auf S. 51

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{5}} \sqrt{2(30^2 + 10,5^2) + 2(30^2 - 10,5^2) \cos \frac{180}{z}}$$

$$= \sim 50 \text{ mm}$$

betragen. Die Betriebskraft ist nach den gemachten Angaben

$$P = 2 \cdot 25 = 50 \text{ kg,}$$

der Radius des Haspelrades (bis Mitte Kette)  $a = 140$  mm. Setzt man den höchsten der in der Tabelle auf S. 75 angegebenen Wirkungsgrade  $\eta = 0,64$ , entsprechend einem mittleren Steigungswinkel der doppelgängigen Schnecke  $\alpha = 22^\circ$ , im vorliegenden Falle an, so ist  $1 + \varphi = 1,57$  zu nehmen, und es liefert Gl. 112 auf S. 75 die erforderliche Zähnezahl des Schneckenrades zu

$$Z_1 = 1,57 \frac{2000 \cdot 50}{50 \cdot 140} = \sim 23 \text{ oder besser } 24.$$

Um die Teilung des Schneckenrades zu bekommen, setzen wir in Gl. 113a auf S. 75 das aus  $\text{tg } \alpha = \frac{m \cdot t}{2 r_1 \pi}$  sich ergebende Verhältnis

$$\frac{r_1}{t} = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg } 22^\circ} = \sim 0,8, \text{ sowie } x = 1,8$$

ein, womit

$$\text{tg } \gamma = \frac{1,8}{0,8 + 0,6} = \sim 1,3$$

oder

$$\gamma = 52^\circ 30'$$

und hiermit aus Gl. 113b auf S. 75 ein Verhältnis

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot 52,5}{90} (0,8 + 0,33) = 2,07$$

folgt. Die Gl. 113c, S. 76, liefert dann die Teilung des g eisernen Rades zu

$$t \geq 0,45 \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 5}{24} \frac{1}{2,07}} \text{ oder } \geq 2,64 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt etwas geringere Teilung, nämlich

$$t = 25,4 \text{ mm} = 1'' \text{ engl.}$$

Mit ihr ergibt sich die Breite am Zahnfusse

$$b = 2,07 \cdot 25,4 = 52,6 \text{ (in der Ausführung 54) mm,}$$

der mittlere Teilkreisradius des Schneckenrades

$$R_1 = \frac{24 \cdot 25,4}{2\pi} = \sim 97 \text{ mm,}$$

sowie die Steigung und der mittlere Radius der doppelgängigen Schnecke (Fig. 1c, Taf. 6)

$$m \cdot t = 2 \cdot 25,4 = 50,8 \text{ mm}$$

bezw.

$$r_1 = 0,8 \cdot 25,4 = \sim 20 \text{ mm.}$$

Die Schneckenwelle muss nach Gl. 114 auf S. 76 einen Durchmesser

$$d \geq 0,26 \sqrt[3]{50 \cdot 14} = \sim 2,3 \text{ cm}$$

erhalten, der in der Ausführung

$$d = 26 \text{ mm}$$

ist.

Der Bolzen der Kettennuss (s. Fig. 1b, Taf. 6) wird in der Mitte des Schneckenrades durch den horizontal und senkrecht zum Bolzen angenommenen Zahndruck

$$\frac{Q \cdot R}{2 \cdot R_1} = \frac{2000 \cdot 5}{2 \cdot 9,7} = \sim 516 \text{ kg)},$$

sowie durch den vertikalen Zug der Lastkette mit  $\sim 0,5 Q = 1000$  kg auf Biegung beansprucht. Den Kettenzug nehmen wir dabei gleichmässig über die Nabe der Nuss, soweit dies ausserhalb des Schneckenrades liegt, verteilt an. Mit den eingetragenen Abständen berechnet sich dann die Reaktion in

$$\text{vertikal } \frac{1000(54 + 42)}{30 + 54 + 42} = \sim 762 \text{ kg,}$$

$$\text{horizontal } \frac{516 \cdot 42}{30 + 54 + 42} = 172 \text{ kg.}$$

1) Ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse.



Das angreifende Biegemoment für die Ebene des Lastkettenzuges ist somit

$$\text{vertikal } 762 \cdot 3 - 500 \frac{3}{2} = 1536 \text{ kgcm,}$$

$$\text{horizontal } 172 \cdot 3 = 516 \text{ kgcm;}$$

beide vereinigen sich zu einem resultierenden Moment

$$\sqrt{1536^2 + 516^2} = \sim 1620 \text{ kgcm.}$$

Nach der Biegezugfestigkeit gilt dann die Beziehung

$$1620 = 0,1 \cdot d_0^3 \cdot k_b,$$

aus welcher für  $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{1620 \cdot 10}{1000}} = \sim 2,53 \text{ cm,}$$

entsprechend  $d_0 = 25 \text{ mm}$  in der Ausführung, folgt.

Der mittlere Radius der Kegelmutter muss nach Gl. 115 auf S. 76 mit  $\alpha = 22^\circ$ ,  $r_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $\beta = 19^\circ$  (Fig. 1 c, Taf. 6),  $\mu_1 = 0,08$  und  $\rho = 5^\circ$

$$r_b \geq 20 \cdot \text{tg } 17^\circ \left( \frac{\sin 19^\circ}{0,08} + \cos 19^\circ \right)$$

oder

$$r_b \geq 30,6 \text{ mm}$$

sein. Die Ausführung zeigt als grössten Durchmesser der Kegelflächen 70, als kleinsten 61 mm, so dass, der vorstehenden Bedingung genügend,

$$r_b = \frac{70 + 61}{4} = 32,75 \text{ mm}$$

ist.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Last hochgeht,

beträgt nach Gl. 111 auf S. 75 für  $c = \frac{25}{60}$  m Kraftgeschwindigkeit

$$w = \frac{25}{60} \frac{50}{140 \cdot 24} = 0,0062 \text{ m} = 6,2 \text{ mm/Sek.}$$

2. Es sind die Hauptträger, Laufradachsen und Verschiebvorrichtung der für 5000 kg Maximallast bestimmten Laufwinde in Fig. 3, Taf. 6 zu berechnen.

Entnehmen wir der Zeichnung die Abstände

$$l_1 = 245, l'_1 = 205, L_1 = 450 \text{ mm,}$$

$$l_2 = 315, l'_2 = 235, L_2 = 550 \text{ mm}$$

und schätzen das im Punkte S des Grundrisses mit der Last angreifend gedachte Eigengewicht der Winde  $G = 300 \text{ kg}$ , so bestimmt sich die Reaktion in den Punkten I und II nach den Angaben auf S. 76 zu

$$A_1 = (5000 + 300) \frac{24,5}{45} \frac{31,5}{55} = \sim 1653 \text{ kg}$$

bezw.

$$A_2 = (5000 + 300) \frac{20,5}{45} \frac{31,5}{55} = \sim 1383 \text{ kg.}$$

Für den Hebelarm  $l = 150 \text{ mm}$  wird demnach mit  $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$  ein Widerstandsmoment der [-Eisen

$$w \geq \frac{1653 \cdot 15}{750} \text{ oder } \geq 33 \text{ cm}^3$$

erforderlich. Demselben genügt, selbst unter Berücksichtigung der Schwächung, welche die Hauptträger durch das Einnieten der Flaschenzug-Schilde erfahren, ein [-Eisen, Normalprofil No. 12, mit  $w = 60,7 \text{ cm}^3$  vollkommen.

Das grösste Biegemoment, welches die mit dem Antrieb versehene Laufradachse erfährt, beträgt bei den Hebelarmen

$$l_3 = 75, l'_3 = 450, L_3 = 600 \text{ mm}$$

$$M_b = \frac{1653(7,5 + 45) + 1383 \cdot 7,5}{60} \cdot 7,5 = 12145 \text{ kgcm.}$$

Gestatten wir mit Rücksicht auf die ungünstige Annahme, welche der Bestimmung dieses Biegemomentes zu Grunde gelegt ist, eine zulässige Biegezugsspannung von  $k_b = 1200 \text{ kg/qcm}$

für die Stahlachsen, so muss der Durchmesser  $d$  der letzteren gemäss der Bedingung

$$12145 = 0,15^3 \cdot 1200$$

genügen, also

$$d = \sim 4,66 \text{ cm}$$

betragen, welcher vielleicht mit Hinsicht auf die Verdrehungsbeanspruchung passend auf

$$d = 50 \text{ mm}$$

zu verstärken wäre. Die Ausführung zeigt nur  $d = 45 \text{ mm}$ .

Um die vollbelastete Lastwinde verschieben zu können, ist nach Gl. 57 auf S. 39 bei  $a = 225 \text{ mm}$  Haspelradius eine Betriebskraft

$$\mathfrak{P} = 0,1 (5000 + 300) \frac{1 + 4,5}{22,5} = \sim 130 \text{ kg}$$

aufzuwenden. Gl. 57 ist nun unter der ungünstigen Annahme aufgestellt, dass die nicht bestimmbareren Hindernisse beim Fortbewegen der Winde 100 Prozent der bestimmbareren betragen. Aber selbst unter Nichtbeachtung dieses Umstandes wird die Kraft  $\mathfrak{P}$  noch immer so hoch ausfallen, dass die Winde mit der Maximallast kaum von 1 Arbeiter verschoben werden kann. Mit Rücksicht auf die Leichtigkeit und Sicherheit der Verschiebung dürfte es sich deshalb empfehlen, ein Rädervorgelege mit einer Übersetzung von ca. 1:3 einzuschalten, wie es thatsächlich von manchen Fabriken für Winden mit der angegebenen Maximallast geschieht.

### b) Zahnräder-Flaschenzüge.

Ein einfaches Zahnrädervorgelege ergibt im allgemeinen einen günstigeren Wirkungsgrad als ein Schneckengetriebe, bietet aber für gewöhnlich eine kleinere Übersetzung. Um diese annähernd in der bei Schneckenrädern üblichen Grösse zu erreichen, muss man entweder ein doppeltes Zahnrädervorgelege anwenden, und dann fallen die diesbezüglichen Flaschenzüge in den Dimensionen und im Gewicht zu gross aus und sind deshalb schwer transportierbar, oder man muss die Zähnezahzahl des kleinen Rades thunlichst (bis auf 4 oder 5) beschränken, und darunter leidet wieder der Wirkungsgrad. Ferner lässt die zur Stützung der Last bei den Zahnräder-Flaschenzügen erforderliche Bremse sich nicht so einfach gestalten als wie bei den Schrauben-Flaschenzügen, weil der fehlende Achsialdruck der Schneckenwelle bei jenen erst durch ein besonderes Gewinde mit Mutter erzeugt werden muss. Endlich ist der Preis der vorliegenden Flaschenzüge in der Regel ein höherer. Aus diesen Gründen haben Zahnräder-Flaschenzüge viel weniger Verbreitung als Schrauben-Flaschenzüge gefunden.

Als Beispiel eines Zahnradzuges mag hier der bekannteste und beste unter ihnen, der sogenannte Schnellflaschenzug Viktoria von Gebr. Bolzani in Berlin Erwähnung finden. Fig. 7, Taf. 8 zeigt die Konstruktion desselben. Das Vorgelege ist ein einfaches mit geringer Zähnezahzahl des Ritzels, das Umsetzungsverhältnis zwischen Last- und Kraftweg geringer als bei den entsprechenden Schrauben-Flaschenzügen. Infolgedessen fällt hier die Betriebskraft grösser aus als dort, während sich die Last schneller hebt. Als Lastorgan dient wieder eine kalibrierte Kette, die sich mit Rücksicht auf möglichste Beschränkung des Lastarmes um eine Kettennuss legt. Das treibende Ritzel wird nach Schablone in die verstärkte Antrieb- und Haspelradwelle aus Stahl eingearbeitet.



**Die Handwinden mit Trommel.**

Räderwinden mit Trommel, die auch wohl als Kabelwinden oder nach der Form ihres Gestelles als Bock-, Konsol(Wand-)winden bezeichnet werden, finden in Werkstätten, Magazinen, auf Bauten, Schiffen, Gruben u. s. w. zum Heben von Lasten Verwendung. Für leichtere Lasten bis zu 1000 kg kommt man bei normalen Verhältnissen mit einfachem, für mittlere bis zu 3500 kg mit doppeltem Zahnradvorgelege aus, während sich für schwere Lasten von 3500 bis 10000 kg schon ein dreifaches Vorgelege mit sehr langsamer Hubbewegung notwendig macht. Nur für Lasten bis zu 1000 kg benutzt man als Vorgelege auch eine Schnecke mit Schneckenrad. Die Trommeln der vorliegenden Winden sind in der Regel horizontal angeordnet und bestehen entweder in einer gewöhnlichen Cylindertrommel, auf welcher das Lastorgan befestigt ist und auf- bzw. abgewickelt wird, oder, wenn auf möglichste Beschränkung der Dimensionen bei unbeschränkter Hubhöhe Wert gelegt wird, in einer Kettennuss oder Daumenrolle, über welche die Lastkette hinweggeht. Winden mit Reibungstrommeln dienen vornehmlich zum Heben (Lichten) der Anker oder zum Heranholen von Schiffen; im letzteren Falle sind sie fast stets mit vertikaler Trommel versehen und führen den Namen Spillwinden. Zum Antrieb der Handwinden mit Trommel werden meistens Kurbeln benutzt; nur wenn die Winde hoch liegt und von unten angetrieben werden soll, dienen hierzu Haspelräder mit Zugkette oder Zugseil. Bei Spillwinden findet man auch einfache Hebel und Gangbäume für diesen Zweck angeordnet.

Durch Benutzung von Flaschenzügen lässt sich die Hubkraft der Trommelwinden auf Kosten der Hubgeschwindigkeit und entsprechend der Umsetzung und dem Wirkungsgrade dieser Züge steigern.

**a) Ausführung.**

**Bockwinden** zunächst zeigen die Fig. 1 bis 3 auf Taf. 7, sowie Fig. 67 u. 68 im Texte. Ihr Gestell besteht aus zwei Schilden in Guss- oder Schmiedeeisen. Gusseiserne Schilde besitzen die Winden in Fig. 1 u. 2, Taf. 7, sowie in Fig. 67 des Textes. Der Querschnitt der einzelnen Verbindungsstücke ist ein —- oder —förmiger. Die schmiedeeisernen Schilde werden durch Bleche gebildet, die entweder vollständig (Fig. 3, Taf. 7) oder nur an der unteren Seite (Fig. 68 des Textes) durch —Eisen gesäumt und verstärkt sind. Die gusseisernen Naben für die Wellen werden bei solchen Schilden durch Nieten oder Schrauben befestigt; Fig. 3a, Taf. 7 zeigt diese Befestigung, während in Fig. 5 u. 6 daselbst die Befestigung der Bolzen für die Sperr- und Bremshebel (siehe später) dargestellt ist. Verbunden werden die beiden Schilde einer Winde in jedem Falle durch drei oder vier schmiedeeiserne Anker mit Doppelmutter oder Bund und Mutter an jeder Seite. Bei einfachem und doppeltem Vorgelege haben die Schilde meistens ungefähr dreieckige oder A-Form, bei dreifachem Vorgelege meistens viereckige.

Das Material des grossen Rades ist ebenfalls Gussstahl, um die Dimensionen desselben gering halten zu können. Bei Lasten bis zu 500 kg kommt keine lose Rolle zur Anwendung, bei grösseren wird eine solche eingeschaltet.

Die Einrichtung und Wirkungsweise der Bremse ist die folgende. Wird das Haspelrad, das lose auf seiner Welle sitzt, im Sinne des Lasthubes gedreht, so werden die beiden Backen k zunächst von den Mitnehmern e in der Sperrradhülse b verschoben und, da sie auf einer aussen excentrisch gestalteten Mutter m ruhen, gegen den inneren Umfang dieser Hülse gepresst. Zugleich legt sich aber auch die Mutter m auf dem steilgängigen Gewinde der Welle vermittelt einer Lederscheibe gegen die auf einem Vierkant sitzende Scheibe a. Bei genügender Reibung wird dann die Welle, die bislang von der Last festgehalten wurde, mitgenommen und die Last gehoben. Hört die Hubkraft auf zu wirken, so hält die Reibung in und an der Sperrradhülse b, die ihrerseits durch einen Sperrkegel an der Rückdrehung verhindert ist, die Last schwebend. Soll diese gesenkt werden, so muss die Differenz des Reibungs- und Lastmomentes durch einen entsprechenden Zug an der Haspelkette überwunden werden. Da hierbei aber infolge des Voreilens, das die Schneckenwelle im Sinne der niedergehenden Last annehmen will, eine Lockerung der Bremsbacken k auf ihrer Mutter m nicht eintritt, so bleibt die Last sofort wieder schwebend, wenn die Senkkraft an der Haspelkette nachlässt.

Bei fehlender loser Rolle ist der Flaschenzug wie eine einfache Trommelwinde zu berechnen. Ist eine lose Lastrolle vorhanden und bezeichnen  $z_1$  und  $Z_1$  die Zähnezahlen des kleinen bezw. grossen Stirnrades, so ist gemäss Gl. 6 u. 49 auf S. 25 bezw. 37

$$\frac{h}{s} = \frac{w}{c} = \frac{1}{2} \frac{R}{a} \frac{z_1}{Z_1}$$

und deshalb nach Hauptgl. II u. III auf S. 22 u. 23

$$P = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{2a} \frac{z_1}{Z_1},$$

woraus sich das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges

$$\frac{Z_1}{z_1} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{2P \cdot a}$$

ergibt. Dabei ist

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)(1 + \varphi_v)$$

zu setzen, wenn

$\varphi_1$  den Verlustfaktor der losen Lastrolle (Gl. 8, S. 25),

$\varphi_2$  den der Kettennuss (Gl. 43b, S. 34),

$\varphi_v$  den des Rädervorgeleges (Gl. 47, S. 35)

bezeichnet.

Für  $\varphi_1 = 1,025$ ,  $\varphi_2 = 1,065$  und  $\varphi_v = 1,2$  (der letztere Wert dürfte kaum kleiner bei der geringen Zähnezahl des Antriebsritzels ausfallen) wird

$$1 + \varphi = 1,025 \cdot 1,065 \cdot 1,2 = 1,31$$

und

$$\eta = \sim 0,763.$$

Für die Berechnung der Zahnräder gelten die bei den Zahnstangenwinden aufgestellten Gleichungen.



Das Vorgelege wird bei nur einem Zahnradpaar (Fig. 1, Taf. 7) gewöhnlich so angeordnet, dass die Kurbelwelle oben, die Trommelwelle senkrecht darunter liegt. Die Kurbelwelle ist, wenn keine Sicherheitskurbeln vorhanden sind, verschiebbar eingerichtet. Beim Senken der Last rückt man sie in Fig. 1 so weit nach links, bis 2—2 mit 1—1 zusammenfällt. Das Getriebe ist dann ausgeschaltet, und die Kurbelwelle steht beim Niedergehen der Last still, so dass die Kurbeln nicht schlagen können.

Ein doppeltes Stirnrädervorgelege ordnet man nach Fig. 2 u. 3, Taf. 7 (s. auch Fig. 69 des Textes) fast stets so an, dass die Mitten der drei Wellen die Eckpunkte eines gleichschenkligen Dreiecks bilden. Die Kurbelwelle I und Zwischenwelle II liegen dann oben, die Trommelwelle III in der Mitte darunter. Um auch mit

$r_2 + R_2$ , und das Dreieck selbst ist ein gleichschenkliges. Die Kurbelwelle muss teils durch die angedeutete Falle  $x$ , teils dadurch, dass sich die Naben der Räder  $z_1$  und  $z_x$  mit der betreffenden Seite gegen die Schilde legen, in jeder Lage gegen unbeabsichtigte Verschiebungen gesichert sein.

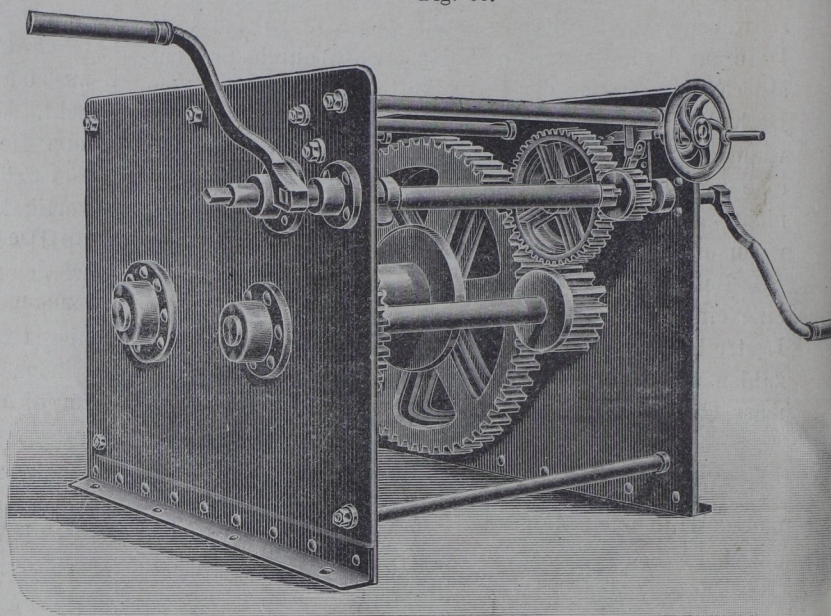
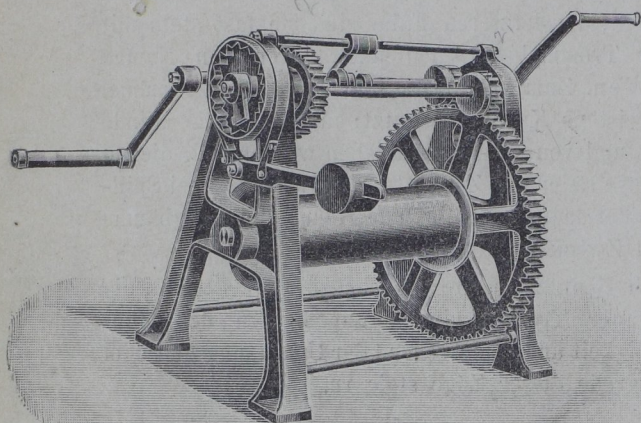
Um das Rad  $z_x$  zu sparen, findet man bisweilen auch die Teilung aller Räder des doppelten Vorgeleges gleich gemacht und beide Räderpaare nebeneinander angeordnet.  $z_1$  kann dann sowohl in  $Z_1$  als auch in  $Z_2$  eingreifen; im ersten Falle wird mit doppeltem, im letzten mit einfachem Vorgelege gearbeitet.

Anstatt die Kurbelwelle zu verschieben, können auch die Räder  $z_1$  und  $z_x$  auf dieser Welle verschiebbar sein. In Fig. 3, Taf. 7, welche einer Ausführung von C. Poppe

Hand-Kabelwinden der Aktien-Gesellschaft de Fries & Co., Düsseldorf.

Fig. 68.

Fig. 67.



einfachem Vorgelege arbeiten und so leichtere Lasten schneller heben zu können, befinden sich auf der verschiebbaren Kurbelwelle zwei Ritzel. In Fig. 2, Taf. 3 sind bei der angegebenen Lage dieser Welle die beiden Ritzel  $z_1$  und  $z_x$  ausser Eingriff; dies ist die Lage für das Lastsenken. Die Kurbelwelle steht dann still, während die Zwischenwelle von der niedergehenden Last durch das Räderpaar  $Z_2, z_2$  mitgedreht wird. Das ist nötig, weil auf der Zwischenwelle Sperrrad und Bremse sitzen. Verschiebt man die Kurbelwelle aus der dargestellten Lage nach links, bis 2—2 mit 1—1 zusammenfällt, so greift  $z_1$  in  $Z_1$  und die Winde arbeitet mit doppeltem Vorgelege. Rückt man dagegen die Kurbelwelle nach rechts, bis 3—3 nach 1—1 kommt, so stehen  $z_x$  und  $Z_2$  im Eingriff und die Drehung der Kurbelwelle wird direkt an die Trommelwelle übertragen. Gewöhnlich wählt man gleiche Räder für  $z_2$  und  $z_x$ ; dann werden die Seiten I—III und II—III des Dreiecks I II III in Fig. 69 des Textes einander gleich, nämlich  $r_x + R_2 =$

in Magdeburg entspricht, ist das der Fall. Wie der Grundriss der Figur erkennen lässt, lassen sich diese Räder, die mit einer Feder auf ihrer Welle befestigt sind, durch einen Handhebel H nach links oder rechts rücken, wodurch  $z_x$  mit  $Z_x$  bzw.  $z_1$  mit  $Z_1$  zum Eingriff gebracht wird. Da  $z_1$  kleiner als  $Z_1$ ,  $z_x$  aber gleich  $Z_x$  ist, so ergibt jenes Räderpaar eine grössere Übersetzung als dieses, dessen Übersetzung gleich 1 ist. Da ferner beide Räderpaare dieselben Wellen miteinander verbinden, so muss die Summe der Teilkreisradien für beide gleich, also  $r_1 + R_1 = r_x + R_x$  sein. Bei der im Grundriss der Figur angegebenen Lage des Hebels H ist die Kurbelwelle vollständig von dem übrigen Triebwerk ausgeschaltet, kann also die Last gesenkt werden.

Die Stütz- und Senkvorrichtungen dieser Winden auf S. 82 finden unter d) ihre Erledigung.

Die nachstehende Tabelle giebt die wichtigsten Verhältnisse der im Handel vorkommenden Bock-Kabelwinden mit Zahnradervorgelege.



Tabelle

der Bock-Kabelwinden von der Aktien-Gesellschaft de Fries & Co., Düsseldorf.

Ausführung nach Vorgelege	Fig. 67 des Textes mit Hanfseil oder Kette					Fig. 68 des Textes mit									
	einfach		doppelt			Hanfseil oder Kette					Drahtseil				
	500	750	1000	1500	2000	doppelt		dreifach			doppelt		dreifach		
Tragkraft . . . . kg	500	750	1000	1500	2000	4000	6000	8000	10000	12000	3000	4000	5000	6500	8000
Durchmesser der leeren Trommel . . . . mm	105	115	125	150	180	215	230	255	305	340	340	430	500	570	625
Länge der Trommel zwi- schen den Rändern . mm	335	385	450	525	700	800	990	1000	1100	1100	550	700	750	800	800
Stärke des Hanf- bzw. Drahtseiles . . . . mm	23	29	33	39	46	59	72	78	92	98	22	24	28	30	35
Stärke der Kette . . . mm	7	8	10	13	15	20	25	28	33	36	—	—	—	—	—
Aufgewickelte Seillänge bei 1 Trommelaufschlag m	6	6,5	7	9	14	11	12	13	14	15	28	41	44	50	47
Aufgewickelte Kettenlänge bei 1 Trommelaufschlag m	8	9	10	13,5	17,5	10,5	11,5	12	13	13,5	—	—	—	—	—
Druck an der Kurbel ca. kg	25	35	24	30	40	50	50	60	60	60	50	50	50	60	60
Lasthub bei 1 Kurbelum- drehung . . . . mm	60	65	35	30	35	25	15	11	10	8	33	22	18	17	13
Gewicht . . . . ca. kg	120	150	200	300	450	1150	1600	2100	2900	3850	1250	1700	2200	3000	4000

**Konsol- oder Wandwinden** mit Schnecke und Schneckenrad zeigen die Fig. 71 u. 72 auf S. 82. Das Gestell kann auch hier in Gusseisen (Fig. 72) oder Schmiedeeisen (Fig. 71) hergestellt werden, das Getriebe ist selbsthemmend oder sonst mit einer Drucklager- oder anderen Bremse für das Stützen und Niederlassen der Last versehen.

Platte zur Verlagerung der Wellen vorgeschraubt (Fig. 1, Taf. 8) oder das Gestell wird durch einen einzigen Gusskörper gebildet, wobei die beiden Hauptplatten mit den Lagern der Welle ober- und unterhalb der Räder durch Stege von rechteckigem oder 1förmigem Querschnitt verbunden sind (Fig. 2, Taf. 8).

Die Konsolwinde in Fig. 1, Taf. 8 ist von Gebr.

Konsolwinde der Aktien-Gesellschaft de Fries & Co., Düsseldorf.

Fig. 69.

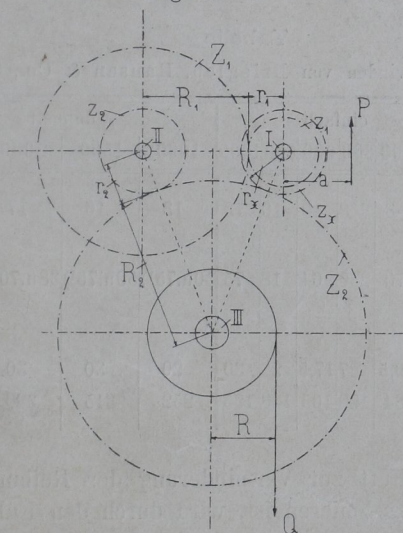
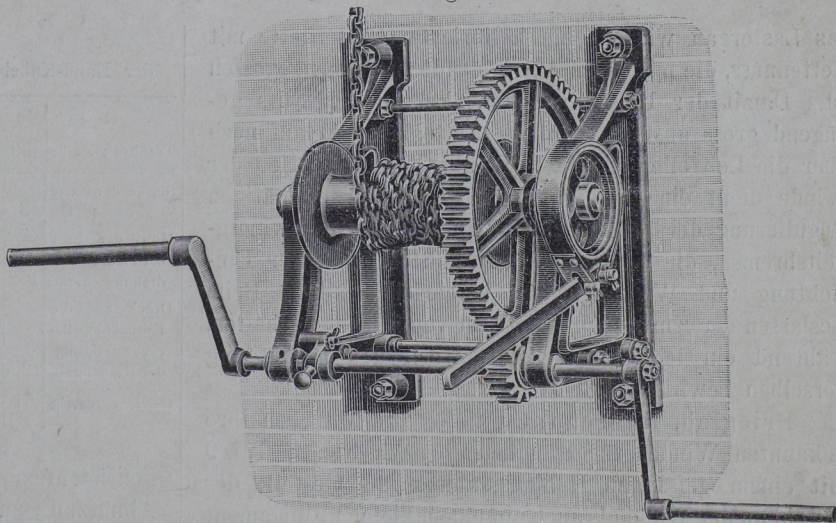


Fig. 70.



Bei Konsolwinden mit Zahnradvorgelege richtet sich die Ausführung des Gestelles danach, ob die Wellen und Trommel parallel oder senkrecht zu der Wand liegen, an der die Winde befestigt werden soll. Bei paralleler Lage besteht das Gestell wieder wie bei den Bockwinden aus zwei Schilden, die durch Anker miteinander verschraubt sind, wie dies Fig. 70 des Textes erkennen lässt. Bei senkrechter Lage ist der Wandplatte eine zweite

Bolzani in Berlin. Als Lastorgan dient eine kalibrierte Gliederkette mit Kettennuss, welche den Lastarm und die sämtlichen Dimensionen der Winde bei unbegrenzter Hubhöhe möglichst beschränkt. Die Nuss ist mit dem grossen Zahnrade zusammengewossen und sitzt lose auf ihrem Bolzen. Das Material derselben ist Stahlguss. Zur Führung der Lastkette dient die Leitrolle  $S_1$  mit stellbarem Bügel  $s$  und die Haube  $S_2$  über der Nuss.



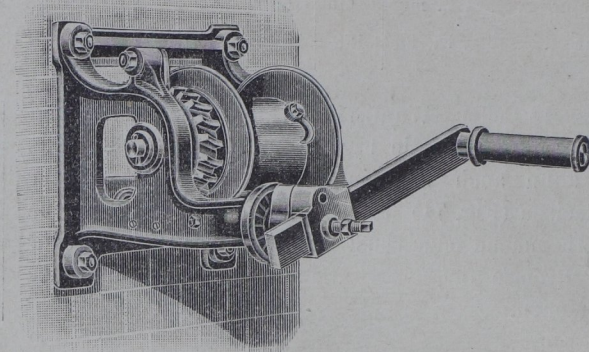
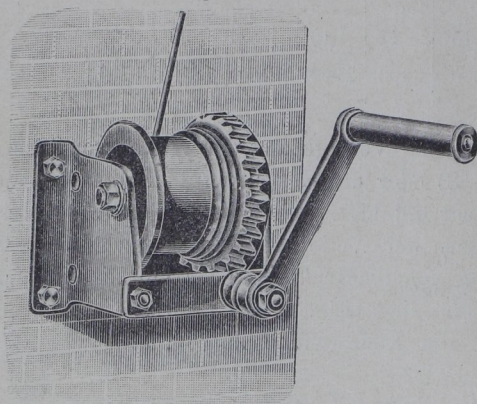
Die Kurbel (s. später) ist bezüglich ihres Radius stellbar eingerichtet, so dass durch Verminderung desselben bis zu dem hinsichtlich der Betriebskraft noch zulässigen Grade die Hubgeschwindigkeit möglichst gross gehalten werden kann. Eine patentierte Bremsvorrichtung, deren Einrichtung später erläutert ist, gestattet die Last nur durch Rückwärtsdrehen der Kurbel zu senken, wobei der Lastniedergang beliebig schnell, sicher, stossfrei und ohne Schlagen der Kurbelwelle erfolgt. Beim Loslassen der Kurbel hält ein Sperrrad und dessen Klinke, die niemals ausgelegt zu werden braucht, die Last schwebend. Die Winden zeichnen sich durch gefällige und kräftige Konstruktion, sowie geringe Raumbeanspruchung aus.

Gebr. Burgdorf in Altona liefern Konsolwinden nach Fig. 2, Taf. 8. Das Vorgelege ist ein doppeltes,

**Tabelle**  
der Wand-Kabelwinden von der Aktien-Gesellschaft  
de Fries & Co., Düsseldorf.

Ausführung nach Vorgelege	Fig. 70 des Textes											
	einfach				doppelt							
Tragkraft bei leerer Trommel kg	500	1000	1500	2000	1000	1250	1500	2000	3000	4000	5000	7500
Durchmesser der leeren Trommel mm	135	150	160	200	150	160	175	200	250	250	250	300
Länge der Trommel zwischen den Rädern mm	465	490	550	600	490	550	600	600	700	700	700	700
Kurbelradius mm	360	360	360	400	360	360	360	400	400	400	400	400
Umsetzungsverhältnis $\frac{h}{s}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Gewicht ca. kg	135	225	250	370	230	250	300	400	540	650	850	1000

Wandwinden der Aktien-Gesellschaft de Fries & Co., Düsseldorf.  
Fig. 71. Fig. 72.



das Lastorgan wieder eine kalibrierte Gliederkette mit Kettennuss, die mit ihrem Antriebsrade zusammengewissen ist. Damit der Umschlingungswinkel an der Nuss genügend gross ausfällt, wird die Kette beim Ablauf noch über die Leitrollen  $S_1$  und  $S_2$  geführt. Zum Antrieb der Winde dient eine Sicherheitskurbel, zur selbstthätigen Regulierung der Senkgeschwindigkeit eine Geschwindigkeitsbremse, die beide unter d) hinsichtlich ihrer Einrichtung und Wirkungsweise beschrieben sind. Beim Loslassen der Kurbel wird die Last von selbst angehalten, während ein leichter Rückwärtsdruck den Niedergang derselben bewirkt.

Briegleb, Hansen & Co. in Gotha versehen ihre bekannten Winden für Handbetrieb nach Fig. 2, Taf. 9 mit einem gefälligen Hohl-gussrahmen als Gestell, der sowohl an der Wand als auch auf einem kleinen Fundament befestigt werden kann. Das Antriebsrad  $z_1$  bildet einen Teil der Trommel  $B_1$ , in welcher die später besprochene Centrifugalbremse von Stauffer eingebaut ist. Beim Heben der Last wird die Trommel durch eine Sicherheitskurbel, System Megy, mit der Kurbelwelle gekuppelt, und das Rad  $z_1$  dreht dann dasjenige  $Z_1$ , auf dessen Welle, mit ihm durch Klauenkupplung verbunden, die Kettennuss aus Hartguss sitzt. Die kalibrierte Lastkette, welche wie bei jeder Nuss von Zeit zu Zeit mit

**Tabelle**  
der Hand-Kabelwinden von Briegleb, Hansen & Co., Gotha.

Vorgelege	einfach						doppelt			
	150	300	300	600	600	1000	1000	1500	2000	3000
Tragkraft . . . kg	150	300	300	600	600	1000	1000	1500	2000	3000
Stärke der Kette mm	8	8	8	10	10	13	13	16	17	20
Hub der Last bei 1 Kurbelum-drehung ca. mm	182	70	230	64	118	75	50u.75 <sup>1)</sup>	50u.76 <sup>1)</sup>	38u.70 <sup>1)</sup>	34u.77 <sup>1)</sup>
Druck auf die Kurbel ohne Berücksichtigung der Reibung kg	12,5	9,5	27	17,5	28	30	20	30	30	40
Gewicht ca. kg	61	84	100	105	148	195	252	315	380	560

konsistentem Fett zur Verminderung der Reibung und Abnutzung zu schmieren ist, wird durch den Führungsbügel B (s. S. 52) gezwungen, einen genügend grossen Bogen an der Nuss zu umschlingen. Die Zunge t löst die ablaufende Kette von der Nuss ab. Die Sicherheitskurbel bewirkt, wie später erklärt, auch hier, dass die Last beim Loslassen der Kurbel sofort stillsteht, bei leichtem Rückwärtsdruck niedergeht, wobei die Senk-

1) Die grösseren Geschwindigkeiten werden durch Umstecken der Kurbeln erreicht und bezwecken ein schnelleres Heben der kleineren Lasten.



geschwindigkeit durch die erwähnte Centrifugalbremse reguliert und die Kurbelwelle mit der Kurbel durch eine Sperrvorrichtung festgehalten wird; der Kegel der letzteren wird durch eine Feder stets eingedrückt und braucht beim Lastsenken nicht ausgehoben zu werden.

**Fahrbare Kabelwinden** für Handbetrieb werden meistens wie die früher erwähnten Bockwinden ausgeführt, nur sind die beiden Schilde noch mit den Augenlagern für die Laufradachsen versehen und dementsprechend ausgebildet. So zeigt Fig. 4, Taf. 7 eine fahrbare Bockwinde von Gebr. Burgdorf in Altona mit gusseisernen Schilden. Das Rädervorgelege ist hier wie in Fig. 2, Taf. 7 angeordnet, und zwar sitzen die beiden Ritzel  $z_1$  und  $z_x$  lose auf der Kurbelwelle. Zur Kupplung mit derselben dient die Klauenkupplung K. Wird dieselbe aus der angedeuteten Lage, wo die Kurbelwelle ganz ausgerückt ist und also die Last gesenkt oder die Winde gefahren werden kann, nach rechts geschoben, so wird  $z_1$  mit der Welle verbunden und mit doppeltem Vorgelege gearbeitet, während  $z_x$ , von  $Z_2$  angetrieben, lose mitläuft. Bei einer Verschiebung der Kupplung nach links dagegen wird  $z_x$  mit der Kurbelwelle gekuppelt und ist nur ein Vorgelege eingeschaltet, während  $Z_1$  und  $z_1$ , durch  $Z_2$ ,  $z_2$  und die Zwischenwelle angetrieben, lose mitgehen. Die Bremsscheibe ist mit dem Rade  $z_1$  zusammengewachsen, wird also, wie erforderlich, bei ausgerückter Kurbelwelle von der niedergehenden Last gedreht. Das Rad  $Z_1$  dient zugleich als Sperrrad. Zum Festhalten der Kurbelwelle in ihrer jeweiligen Lage ist die Klemmschraube S vorgesehen, deren Bolzen in eine Nut der Kupplung K eingreift.

Soll die Winde gefahren werden, so wird, nachdem  $z_1$  und  $z_x$  ausgeschaltet sind, die Nabe der Stegrolle A mittelst des Hebels H und einer zweiten Klauenkupplung mit der Kurbelwelle verbunden. Die Drehung der letzteren überträgt dann eine kalibrierte Kette auf die eine Laufradachse.

Eine besondere Ausführung zeigt die fahrbare Winde mit Haspelradantrieb von Georg Lindner, Chemnitz, in Fig. 1, Taf. 9. Das Gestell derselben ist aus 4 Längs- und 2 Quer[-Eisen zusammengesetzt, von denen die ersteren in aufgeschraubten gusseisernen Buchsen und Böcken die Wellen des Windwerks stützen, das aus einem doppelten Vorgelege mit Kettennuss besteht. Als Stütz- und Senkvorrichtung der Last dient eine Sperrradbremse (s. unter d)), die von unten durch ein Zugseil während des Lastsenkens gelüftet werden muss. Das Vorgelege für die Verschiebung der Winde ist einfach.

Gebrauchliche Ausführungen von **Spillwinden** geben die Fig. 3 bis 5, Taf. 8, von denen diejenigen in Fig. 3 u. 4 wohl auch als Gangspill bezeichnet werden. In Fig. 4 ist die Trommel kegelförmig gehalten und ein Ring s, der sich rechts auf ein Handrad H stützt, verhindert das zu tiefe Heruntergehen des Seiles; ein Vorgelege ist hier aber nicht vorhanden. In Fig. 3 besteht dieses aus dem Antriebrade  $z_1$ , das der Scheibe B angegossen ist und unter Vermittelung zweier Zwischenräder  $z_x$  in den inneren Zahnkranz  $Z_1$  der hier konoidisch

gestalteten Trommel eingreift. Die Zwischenräder  $z_x$  bewirken dabei keine Übersetzung; diese wird allein durch die Räder  $z_1$  und  $Z_1$  bestimmt. Zum Antriebe der Winden dienen Stangen, welche in Fig. 4 durch den Trommelkopf, in Fig. 3 in Schuhe an der Scheibe B gesteckt werden. In beiden Figuren ist die Fundamentplatte der Winden mit einem Kranz von Sperrzähnen versehen; die eingreifenden Sperrkegel k der Trommel verhindern das Zurückgehen der belasteten Winde. Das Ankerspill in Fig. 5<sup>1)</sup> besitzt doppelten Kurbelantrieb. Die Kurbelwellen, welche in dem festen Spillkopf B gelagert sind, übertragen ihre Drehung durch zwei Kegelräder  $z_1$  auf ein gemeinschaftliches Rad  $Z_1$  und die mit diesem zusammengeschaubte Trommel A. Die Sperrvorrichtung ist dieselbe wie in Fig. 3 u. 4.

Die allgemeine Anwendung von Reibungstrommeln an Spillwinden hat ihren Grund darin, dass man durch einfaches Anziehen oder Nachlassen des ablaufenden Seilendes bei rotierender Trommel das Heben oder Heranziehen der Last jeden Augenblick einleiten bzw. unterbrechen kann. Ist nämlich

$S_1 = Q$  die Spannung im auflaufenden,

$S_2$  diejenige im ablaufenden Seilende,

$x$  die Zahl der halben Trommelumschlingungen,

$\mu$  der Reibungskoeffizient zwischen Seil und Trommel,

so muss, wenn kein Gleiten des Seiles stattfinden soll, nach bekannten Sätzen der Mechanik

$$S_2 \geq S_1 \frac{1}{e^{\mu \cdot \pi \cdot x}}$$

sein. Wählt man nun, wie das gewöhnlich geschieht,  $x$  so gross, dass  $S_2$  nur wenige Kilogramm beträgt, so kann die zur Vermeidung des Gleitens erforderliche Zugkraft im ablaufenden Seilende leicht in jedem Augenblicke durch einfaches Anziehen des letzteren ausgeübt werden. Sitzt die Reibungstrommel an dem Ende der Welle, ist sie also als sogenannter Spillkopf fliegend angeordnet, so lässt sich das Seil auch in leichtester Weise schnell um die Trommel schlingen oder von derselben abnehmen.

Bezüglich der Ausführung der Antriebs- und Handtheile der Kabelwinden ist zu bemerken, dass die **Handkurbeln** nach Fig. 8 bis 11, Taf. 12 zweckmässig mit einer drehbaren Hülse als Griff versehen werden, der sich nicht in der Hand des Arbeiters zu drehen braucht und diese also nicht reiben kann. Holzhülsen (Fig. 10), die stets den Vorzug verdienen, da sie bei niedriger Temperatur angenehmer für die Hand sind, erhalten an den Enden, um dem Reissen und Springen vorzubeugen, zusammengelötete Ringe aus Bandeisen oder Blech, Gasrohrhülsen (Fig. 8 u. 9) giebt man Gusseisen- oder Messingbuchsen daselbst. Der Griff wird, wenn er nicht mit dem Kurbelarm aus einem Stück besteht, in diesen eingienietet oder durch Mutter und Gewinde befestigt. Der Arm erhält meistens rechteckigen Querschnitt (Fig. 8 u. 10), selten achteckigen. Die gebräuchlichen Dimensionen für Arm

1) Nach Riedler, Skizzen über Lasthebemaschinen.



und Griff sind in Fig. 9 u. 10 eingetragen; nach Ernst<sup>1)</sup> sind aber bei ihnen Deformationen und Brüche infolge der Centrifugalkraft, wie sie die von der niedergehenden Last herumgeschleuderten Kurbeln bei unachtsamer Bedienung entwickeln, nicht ausgeschlossen. Gegen solche Gefahren, sowie gegen Verletzungen durch Kurbelschläge sucht man sich durch die später erwähnten Sicherheitskurbeln zu schützen.

Fig. 8, Taf. 12 zeigt die schon früher erwähnte Kurbel mit stellbarem Radius von Gebr. Bolzani in Berlin, Fig. 11 daselbst eine Kurbel mit Gegengewicht von Gebr. Weissmüller in Frankfurt a/Main.

Bezüglich der Ausführung der **Haspelräder** wurde schon auf S. 71 bemerkt, dass dieselben für die meist gebräuchlichen Ketten in Gusseisen wie Stegrollen ausgebildet werden. Fig. 1d, Taf. 9 zeigt noch die Konstruktion eines Haspelrades, dessen Arme und Kranz aus Flacheisen hergestellt sind. Die Kette legt sich mit einem flach aufliegenden Gliede gegen einen Arm des Rades und nimmt diesen beim Ziehen der Kette mit. Löst sich das fragliche Kettenglied aus, so rutscht die Kette im Radkranze so lange, bis ein neues Glied anliegt. Bei grossen Rädern können noch Zwischengabeln k dem Kranze aufgenietet werden. Fig. 1e, Taf. 11 giebt die Form eines Führungsstückes, welches das Auslösen der Kettenglieder bewirken soll.

**b) Berechnung.**

Beim Entwurf einer Kurbelwinde von gegebener Maximallast handelt es sich zunächst um die Bestimmung der Übersetzung, welche das Vorgelege besitzen muss. Hierzu können die Gl. 50 u. 53 auf S. 37 bzw. 38 benutzt werden, und zwar in einer Form, welche

für Zahnräder 
$$\left(\frac{Z}{z}\right) = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \dots \dots \dots 116a$$

für Schnecke und Schneckenrad 
$$\frac{Z_1}{m} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \dots \dots \dots 116b$$

lautet und sich leicht in der folgenden Fassung merken lässt: „Das Übersetzungsverhältnis  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  bzw.  $\frac{Z_1}{m}$  des Vorgeleges einer Kabelwinde ist gleich dem  $(1 + \varphi)$ fachen Quotienten aus dem Lastmoment  $Q \cdot R$  und dem Kraftmoment  $P \cdot a$ .“

Von dem Lastmoment ist zunächst die Last  $Q$  der Winde<sup>2)</sup> als gegeben zu betrachten. Für  $S = Q$  als zulässige Belastung folgt dann aus den bezüglichen Gleichungen oder Tabellen des § 18 bis 20 die Seil- oder Ketteneisenstärke und mit dieser der zu wählende Trommelradius  $R$  bis Mitte Seil oder Kette.

Um das Lastmoment und das Gewicht der Winden möglichst zu beschränken, wählen die Fabriken den Radius  $R$  oft sehr klein. So findet man bei cylindrischen Trommeln gewöhnlich

für Hanfseile  $R = 2,5 \Delta$   
 für Ketten  $R = 7 \Delta$   
 für Drahtseile  $R = 11 \Delta$  bis  $13 \Delta$  }  $\dots \dots \dots 117$

1) Ad. Ernst, Die Hebezeuge. Verlag von Julius Springer, Berlin.  
 2) Ist der Winde ein Rollen- oder Flaschenzug vorgebaut, so ist die Betriebskraft des letzteren die Last  $Q$ .

Darunter leidet natürlich einerseits die Dauer der Seile und Ketten, andererseits der Wirkungsgrad der Winden, letzterer allerdings nur in geringem Masse. Zu beachten ist auch, dass bei mehrmaliger Umwicklung, welche von den Fabriken gern zur Beschränkung der Trommellänge bei gegebener Hubhöhe angewandt wird, wenn möglich aber vermieden werden soll,  $R$  mit der Zahl der Umwickelungen grösser wird.

Bei dem Kraftmoment ist die Betriebskraft  $P$  von der Zahl der Arbeiter und von der Kraft eines derselben abhängig. Bei Kurbeln kann die Zahl der Arbeiter, welche die Winde bedienen, 1, 2 oder 4 betragen, je nachdem an einer oder beiden Kurbeln 1 oder 2 Mann angreifen; die Kraft eines Arbeiters ist

bei langer Betriebsdauer 10 bis 12 kg,  
 bei kurzer Betriebsdauer 15 bis 16 kg.

An der Haspelkette greifen selten mehr als 2 Mann an, und jeder von ihnen wirkt, wie schon früher angegeben, bei langer Betriebsdauer mit 10 bis 15 kg, bei kurzer Betriebsdauer mit 20 bis 30, höchstens 40 kg.

Der Kraftarm  $a$ , also bei Kurbeln der Kurbelradius, bei Haspelrädern deren Radius, wird

bei Kurbeln  $a = 300$  bis  $400$  mm

gewählt, während er bei Haspelrädern keiner Beschränkung unterliegt.

Bei der Wahl des Verlustfaktors  $\varphi$  schliesslich, für den die Gl. 44, 47 u. 51 auf S. 34, 35 bzw. 38 in dem Sinne massgebend sind, dass

$1 + \varphi = (1 + \varphi_1) (1 + \varphi_2) (1 + \varphi_3) \dots$  u. s. w.

oder

$1 + \varphi = (1 + \varphi_1) (1 + \varphi_2)$

zu setzen ist, können die folgenden Mittelwerte als Anhalt dienen, die mit den beigedruckten Werten von  $\varphi_v$ ,  $\varphi_s$  und  $\varphi$  berechnet sind.

**Tabelle**

der Werte  $1 + \varphi$  und  $\eta$  für Kabelwinden mit Zahnradvorgelege.  
 $\varphi_v' = \varphi_v'' = \varphi_v''' = 0,09$ .

Vorgelege	einfach	doppelt	dreifach
Hanfseiltrommel $1 + \varphi = 1,09 (1 + \varphi_1)$ $\varphi_1 = 0,02 (0,6 \Delta + 1)$ mit $\Delta$ in cm.	$\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$	$1,19 (1 + \varphi_2)$	$1,295 (1 + \varphi_3)$
Kettentrommel $1 + \varphi = 1,12$ $\varphi_1 = 0,03$ .	$\eta = 0,9$	$1,22$	$1,33$
Kettennuss oder Daamenrad $1 + \varphi = 1,16$ $\varphi_1 = 0,065$ .	$\eta = 0,86$	$1,265$	$1,38$
		$0,79$	$0,72$

Kabelwinden mit Schneckenvorgelege.

$1 + \varphi_s = \frac{\text{tg}(\alpha + 6) + 0,03}{\text{tg} \alpha}$

Mittlerer Steigungswinkelder Schnecke $\alpha =$	3	4	5	6	7°
Hanfseiltrommel $1 + \varphi = (1 + \varphi_1) 3,6 (1 + \varphi_2) 2,95 (1 + \varphi_3) 2,56 (1 + \varphi_4) 2,31 (1 + \varphi_5) 2,13$ $\varphi_1 = 0,02 (0,6 \Delta + 1)$ mit $\Delta$ in cm.	$\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$				
Kettentrommel $1 + \varphi = 3,70$ $\varphi_1 = 0,03$ .	$\eta = 0,27$	$3,04$	$2,64$	$2,38$	$2,19$
		$0,33$	$0,38$	$0,42$	$0,46$
Kettennuss oder Daamenrad $1 + \varphi = 3,83$ $\varphi_1 = 0,065$ .	$\eta = 0,26$	$3,14$	$2,73$	$2,46$	$2,26$
		$0,32$	$0,37$	$0,41$	$0,44$



Für Drahtseiltrommeln dürften dieselben oder etwas höhere Werte als für Kettentrommeln zulässig sein.

Für Zahnradvorgelege mit bearbeiteten Zähnen, grossen Trommelradien und sonst günstigen Verhältnissen kann  $1 + \varphi$  bis zu 5 Prozent kleiner genommen werden.

Für Schneckenwinden mit Selbsthemmung soll  $\alpha \leq 6^\circ$  sein.

Ist der aus Gl. 116a ermittelte Wert  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  des Übersetzungsverhältnisses für ein Zahnradvorgelege kleiner oder gleich 8, so genügt ein einfaches Vorgelege mit  $\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1}{z_1}$ . Sonst hat man den berechneten Wert von  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  in 2 oder 3 Faktoren zu zerlegen, von denen jeder

kleiner als 8 ist und von denen der erste gleich  $\frac{Z_1}{z_1}$ , der zweite gleich  $\frac{Z_2}{z_2}$ , der dritte gleich  $\frac{Z_3}{z_3}$  zu setzen ist. Mit diesen Werten folgen dann, sobald man die kleinen Zähnezahlen  $z_1, z_2$  und  $z_3$  gleich 9 bis 12 (15) gewählt hat, auch die grossen Zähnezahlen  $Z_1, Z_2$  bzw.  $Z_3$ .

Bei Winden mit Schneckenvorgelege ergibt sich die Zähnezahl  $Z_1$  des Schneckenrades aus dem nach Gl. 116b berechneten Wert für  $\frac{Z_1}{m}$  mit Hilfe der gewählten Gangzahl  $m$  unmittelbar. Für selbsthemmende Winden ist  $m$  in der Regel gleich 1, für solche mit Drucklagerbremse gleich 2.

Das Vorgelege zum Verschieben einer fahrbaren Winde ist entsprechend aus Gl. 57 auf S. 39 zu bestimmen.

Von den Dimensionen der Zahnräder eines Vorgeleges ist zunächst die Zahnteilung  $t$  zu bestimmen. Für dieselbe ist im vorliegenden Falle allein die Festigkeit massgebend, welche zu der folgenden Beziehung führt.

Denkt man sich den Zahndruck  $\frac{M_d}{r}$  ( $M_d$  Drehmoment,  $r$  Teilkreisradius des Rades) an der Zahnspitze angreifend und die Zahnhöhe von  $0,7t$  als Hebelarm dieses Druckes, so ist bei einer Zahnstärke von  $0,55t$  und einer Zahnbreite  $b$  am Zahnfusse nach der Biegefestigkeit

$$\frac{M_d}{r} 0,7t = b \frac{(0,55t)^2}{6} k_b$$

Hieraus folgt für  $r = \frac{z \cdot t}{2\pi}$

$$t = 4,45 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z \cdot k_b} \cdot \frac{t}{b}} \quad 118$$

mit  $k_b = 300$  bis  $400$  kg/qcm für Gusseisen- und  $k_b = 500$  bis  $600$  kg/qcm für Stahlgusszähne.

$b$  ist gewöhnlich gleich  $2t$ . Da man aber bei grösseren Werten von  $b$   $k_b$  entsprechend niedriger zu wählen pflegt, um die Gefahr eines Zahnbruches über Eck zu vermeiden, so erhält man für alle Verhältnisse von  $\frac{t}{b}$  mit den obigen Grenzwerten von  $k_b$

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

für Gusseisenzähne

$$t = \sim 0,53 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z}} \text{ bis } 0,48 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z}} \quad 118a$$

für Stahlgusszähne

$$t = \sim 0,445 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z}} \text{ bis } 0,42 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z}}$$

wobei die kleineren Werte von  $t$  für die der Trommel näheren Räderpaare zu wählen sind. Selten geht man mit der Teilung unter  $20$  mm ( $6\pi$ ), da sonst die Nabenstärke der kleinen Räder zu gering ausfällt; auch verlangen dies die bei ruckweisem Anheben auftretenden Stösse.

In die obige Gleichung ist mit den früheren Bezeichnungen einzuführen:

für das Ritzel der Kurbelwelle

$$M_d = M_d' = \sim 0,92 P \cdot a \text{ und } z = z_1$$

für das Ritzel der nächstfolgenden Welle

$$M_d = M_d'' = 0,92 M_d' \frac{Z_1}{z_1} = \sim 0,84 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} \text{ und } z = z_2$$

für das Ritzel der nächsten Welle

$$M_d = M_d''' = 0,92 M_d'' \frac{Z_2}{z_2} = \sim 0,77 P \cdot a \frac{Z_1 \cdot Z_2}{z_1 \cdot z_2} \text{ und } z = z_3$$

usw.

Der Faktor  $0,92$  entspricht dabei dem Wert  $\frac{1}{1 + \varphi_v} = \sim \frac{1}{1,09}$ , derjenige  $0,84$  ist  $\frac{1}{1,09^2}$ , derjenige  $0,77$  ist  $\frac{1}{1,09^3}$ .

Für die Teilung der Schneckenräder gilt die Gl. 118 ebenfalls mit  $b$  als Breite der Zähne am Zahnfusse, wobei die von Stribeck aufgestellten Verhältnisse, wie sie die Gl. 113a u. b, S. 75, geben, auch hier zu berücksichtigen sind.

Ferner ist

$$M_d = (1 + \varphi_t) Q \cdot R \text{ und } z = Z_1$$

mit  $\varphi_t = 0,03$  bzw.  $0,065$  (Kettentrommel oder Kettennuss) zu setzen.

Die Teilkreisradien der einzelnen Räder ergeben sich mit Hilfe der Teilung und Zähnezahlen aus der bekannten Beziehung

$$r_1 = \frac{z_1 \cdot t}{2\pi}, R_1 = \frac{Z_1 \cdot t}{2\pi} \text{ usw.}$$

Die Wellen des Windwerkes werden gleichzeitig auf Verdrehung durch das zu übertragende Drehmoment und auf Biegung durch das Gewicht der Räder, Trommeln, sowie durch Zahn-, Sperr-, Bremsdrucke, die Trommelast u. s. w. beansprucht. Für Wellen, bei denen die Räder und Scheiben nahe an den Lagern sitzen und auf die auch sonst keine starken Drucke einwirken, dürfte es genügen, die Wellen allein auf Verdrehung zu berechnen und der Biegebeanspruchung durch Vergrösserung des berechneten Durchmessers um 20 Prozent zu genügen. Es ergibt sich dann der Durchmesser  $d$  dieser Welle für das Drehmoment  $M_d$  aus

$$M_d = 0,2 \left(\frac{d}{1,2}\right)^3 \cdot k_d$$

zu

$$d = 2,05 \sqrt[3]{\frac{M_d}{k_d}} \quad 119$$



Hinsichtlich der zulässigen Spannung  $k_d$  ist zu bemerken, dass  $M_d$  in der Regel nur selten seinen durch die Maximallast der Winde bedingten grössten Wert erreicht, auch bei Handbetrieb nur wenig Schwankungen unterliegt, dass aber Stösse beim ruckweisen Anhalten der sinkenden Last nicht ausgeschlossen sind. Wir setzen deshalb

$$k_d = 240 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,}$$

$$k_d = 400 \text{ kg/qcm für Flusseisen,}$$

$$k_d = 600 \text{ kg/qcm für Flusstahl}$$

und erhalten hiermit aus der obigen Gleichung für Wellen aus

Schweisseisen	}	119a
Flusseisen		
Flusstahl		

$$d = 0,33 \sqrt[3]{M_d}$$

$$d = 0,28 \sqrt[3]{M_d}$$

$$d = 0,24 \sqrt[3]{M_d}$$

Kurbelwellen sind mit Rücksicht darauf, dass sie am Ende auf Vierkant abgesetzt werden, zweckmässig nicht unter 30 mm für 1, nicht unter 35 mm für 2 Arbeiter stark zu nehmen.

Das Drehmoment beträgt bei Zahnradvorgelegen mit den früheren Bezeichnungen

für die Kurbelwelle

$$M_d = M_d' = \sim P \cdot a,$$

für die nächste Welle

$$M_d = M_d'' = 0,92 M_d' \frac{Z_1}{z_1} = \sim 0,92 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1},$$

für die nächste Welle

$$M_d = M_d''' = 0,92 M_d'' \frac{Z_2}{z_2} = \sim 0,84 P \cdot a \frac{Z_1 \cdot Z_2}{z_1 \cdot z_2} \text{ usw.}$$

Für die Schneckenwelle eines Schneckenvorgeleges gilt ebenfalls  $M_d = P \cdot a$ , für die Schneckenradwelle

$$M_d = (1 + \varphi) Q \cdot R$$

mit  $\varphi = 0,03$  bzw.  $0,065$  (Kettentrommel oder Kettennuss).

Für alle Wellen dagegen, die durch Rad- und Scheibendrucke oder sonstige Kräfte in ziemlicher Entfernung von den Lagern in besonderem Masse auf Biegung beansprucht werden, ist eine Berechnung ihres Durchmessers auf Verdrehung und Biegung erforderlich. Mit  $M_d$  als Dreh- und  $M_b$  als Biegemoment gilt dann die Beziehung

$$\frac{1}{8} (3 M_b + 5 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}) = 0,1 d^3 \cdot k_b \quad \dots \quad 120$$

mit

$$k_b = 400 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,}$$

$$k_b = 500 \text{ kg/qcm für Flusseisen,}$$

$$k_b = 600 \text{ kg/qcm für Flusstahl.}$$

Die Geschwindigkeit  $w$ , mit welcher sich die Last hebt, folgt aus Gl. 49 u. 52 auf S. 37 bzw. 38. Der Weg, den die Kraft zurücklegt, beträgt bei Kurbeln 50 bis 60, bei Haspelrädern 25 bis 30 m in der Minute. Ist der Winde ein Flaschen- oder Rollenzug vorgebaut, so sind die Werte von  $\frac{w}{c} = \frac{h}{s}$  in Gl. 49 u. 52 mit dem Umsetzungsverhältnis dieses Zuges zu multiplizieren.

### c) Konstruktion.

Beim Entwurf der vorliegenden Winden sind die nachfolgenden Angaben besonderer Beachtung wert.

Gusseiserne Windengestelle sind mit Rücksicht auf die bei unvorsichtigem Bremsen eintretenden Stösse möglichst kräftig zu halten. Alle Verbindungsstege, auspringende Augen usw. müssen mit kräftigen Bogen an die Hauptteile anschliessen. Gleichmässige Materialverteilung ist wegen der sonst unvermeidlichen Spannungen im Guss anzustreben.

Für grössere Lasten sind schmiedeeiserne Gestelle vorzusehen; die Form derselben ist natürlich möglichst einfach zu halten.

Den Lagern sind Schmierbehälter aufzugiessen bzw. aufzusetzen. Richtig angeordnete Schmiernuten in den Lagern dürfen nicht fehlen. Das Material der Wellen sei, wenn möglich, Flusseisen oder Flusstahl.

Die Trommelradien sollen, sofern es sich um Verkaufswinden handelt, nicht kleiner als in Gl. 117, S. 84, genommen werden. Bei anderen Winden sind noch grössere Trommelradien der Schonung des Lastorganes günstig. Kettennüsse sind nur dann zu verwenden, wenn möglichste Beschränkung der Dimensionen geboten ist; die kalibrierte Kette derselben ist aber nicht stärker, als in der betreffenden Tabelle auf S. 50 angegeben, zu belasten.

Den kleinen Rädern des Vorgeleges sind nicht weniger als 10, wenn möglich sogar 12 und mehr Zähne zu geben. Die Teilung soll nicht kleiner als  $6\pi$  sein. Ferner sind Bordscheiben für die kleinen Räder vorzusehen. Ist dies nicht angängig, so sind die Räder in Stahlguss auszuführen. Dieses Material empfiehlt sich ferner für alle stark belasteten, der Trommel näher liegenden Räderpaare schwerer Winden.

Als Verzahnung der Räder ist bei Handbetrieb Evolventenverzahnung zu wählen. Sie gewährt den grossen Vorteil, dass die Zahnflanken auch dann richtig zusammenarbeiten, wenn der Abstand der Radmitten nicht genau gleich der Summe der Teilkreisradien ist, wie es bei schlechter Ausführung oder eingetretenem Verschleiss vorkommen kann. Die Zahnform ist ferner leicht herzustellen, die Bedingung für Satzräder einfach und dem Eingriffe meistens nicht ungünstig.

Für grössere Lasten ist ein Zwischenvorgelege vorzusehen, mit welchem kleinere Lasten schneller gehoben werden können. Durch Aufstecken der Kurbeln auf die Zwischenwellen kann dieser Zweck auch erreicht werden. Im Interesse der Sicherheit sind endlich alle Räderpaare schwerer Winden doppelt auszuführen; für Grubenkabel ist dies sogar Vorschrift.

Bezüglich der Sperr- und Bremsvorrichtungen, Kurbeln s. die Angaben unter d).

### d) Vorrichtungen zum Stützen, Senken und Einstellen der Last.

Trommelwinden bedürfen, da sie nur bei Anwendung eines Schneckenvorgeleges von sehr geringer Steigung und niedrigem Wirkungsgrad durch die eigenen Bewegungs-



widerstände selbsthemmend gemacht werden können, einer besonderen Vorrichtung, welche die Last stützt und vor dem Herunterstürzen bewahrt, sobald die Betriebskraft zu wirken aufhört. Ferner verlangen sie eine zweite Vorrichtung, durch welche die Last mit passender und möglichst gleichförmiger Geschwindigkeit gesenkt und erforderlichen Falles auch angehalten, also beim Niedergang eingestellt werden kann. Die diesen Zwecken dienenden Vorrichtungen der Lasthebemaschinen sind in der Regel Sperr- und Bremswerke. Sie sind von grösster Wichtigkeit für den Hebezeugbau, da von ihrer richtigen und zweckmässigen Ausbildung, sowie von ihrer zuverlässigen Wirkungsweise nicht nur die Sicherheit des Betriebes bis zu einem gewissen Grade, sondern auch in mancher Hinsicht die vorteilhafte Ausnützung dieser Maschinen abhängig ist. Zum Stützen der Last kann sowohl ein Sperr- als auch ein Bremswerk verwendet

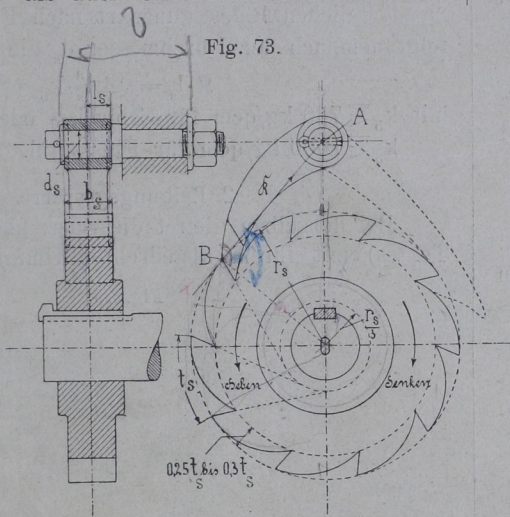


Fig. 73.

werden, während für das Senken und Anhalten bzw. Einstellen derselben nur ein Bremswerk in Frage kommt. Das Sperrwerk giebt im eingeschalteten Zustand die Lastwelle nur für eine Drehung im Sinne des Lasthubes frei, hemmt aber die entgegengesetzte Drehrichtung dieser Welle. Die Wirkung des Bremswerkes beruht darauf, dass es beim Lastsenken durch Einschalten eines passenden Reibungswiderstandes denjenigen Teil der Energie, welcher bei der niedergehenden Last und der von dieser bewegten Teile auf Beschleunigung hinwirken will, vernichtet, d. h. in Wärme und Verschleissarbeit umsetzt, und so die Lastgeschwindigkeit annähernd gleichförmig erhält. Beim Anhalten und Einstellen der Last erstreckt sich diese Vernichtung sogar auf die ganze Energie, welche die Massen der Last und der mitgenommenen Triebwerkteile bei Einleitung des Bewegungsschlusses noch besitzen.

Von den Stütz-, Senk- und Einstellvorrichtungen verfolgen wir im Nachstehenden zunächst die einfachsten Vorrichtungen dieser Art, bestehend in Sperr- und Bremscheibe mit Zubehör, wie sie bei Trommelwinden mit Handbetrieb üblich sind. Später kommen dann die selbstthätigen diesbezüglichen Einrichtungen in Verbindung mit den Sicherheitskurbeln als sogenannte Sicherheitsvorrichtungen zur Betrachtung.

### 1. Zahngesperre.

Die Einrichtung derselben ist die folgende. Eine aussen oder innen verzahnte Scheibe (Fig. 73 u. 74 des Textes) lässt bei ihrer Drehung im Sinne des Lasthubes eine Sperrklinke auf ihren Zähnen gleiten, sperrt aber den Rückgang, indem sie sich, sobald durch die Last eine Drehung in diesem Sinne erfolgen will, mit einem ihrer Zähne gegen die Sperrklinke legt. Der Rückgang und das Niederlassen der Last kann erst vor sich gehen, wenn die Sperrklinke ausgehoben ist.

Bei der Konstruktion der Zähne ist zu beachten, dass die geraden Flanken mit dem Radius durch die Zahnspitze einen Winkel einschliessen müssen, der grösser als der Reibungswinkel ist, damit die Klinke auf ihnen gleitet und nicht an der Spitze hängen bleibt. Man genügt dieser Bedingung, wenn man nach Fig. 73 u. 74 des Textes die geraden Flanken als Tangenten

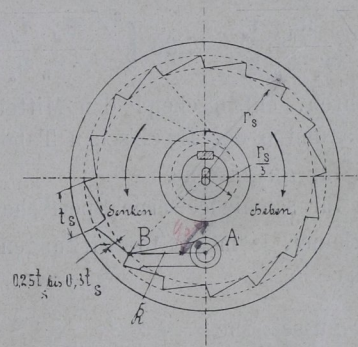


Fig. 74.

an einen mit  $\frac{1}{3}r_s$  als Radius um den Mittelpunkt O der Scheibe geschlagenen Kreis zieht, unter  $r_s$  den äusseren Radius der Scheibe verstanden. Die gekrümmten Flanken der Zähne bildet man bei äusserer Verzahnung zweckmässig nach einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt auf dem Radius durch die Zahnspitze liegt; an diese setzt dann der Zahnrückens normal zum Radius an. Den Punkt B, in welchem die Sperrklinke an der Scheibe angreift, wählt man gewöhnlich so, dass der Druck  $\mathcal{R}$  auf den Sperrklingenbolzen möglichst klein, der Hebelarm von  $\mathcal{R}$  in Bezug auf O also möglichst gross wird. Bei äusserer Verzahnung des Rades (Fig. 73) ist das der Fall, wenn B der Berührungspunkt der Tangente ist, welche von dem gewählten Mittelpunkte A des Sperrklingenbolzens an den äusseren Radkreis gezogen wird. Bei innerer Verzahnung (Fig. 74) hat man, um der genannten Bedingung möglichst zu genügen, A thunlichst weit vom Mittelpunkte O und AB senkrecht zum Radius OA zu nehmen.

Zur Berechnung der Zahnteilung einer Sperrscheibe ist bei der Annahme, dass die Sperrklinke an der Zahnspitze angreife, die Gleichung eines an seinem Ende mit der Umfangskraft der Scheibe belasteten Balkens der



Biegefestigkeit anzusetzen. Ist

- $M_d$  das auf die Sperrradwelle bei schwebender Maximallast einwirkende Drehmoment,
- $z$  die Zähnezahl,
- $t_s$  die Teilung,
- $r_s$  der äussere Radius der Scheibe,
- $b_s$  die Zahnbreite,

so lautet die erwähnte Gleichung für den am ungünstigsten beanspruchten Querschnitt, dessen Lage von vorneherein nicht bekannt ist, mit  $x$  als Hebelarm,  $y$  als Höhe und  $b_s$  als Breite dieses Querschnittes

$$\frac{M_d}{r_s} x = \frac{b_s \cdot y^2}{6} k_b.$$

Setzt man hierin  $x = 0,35 t_s$  und  $y = 0,5 t_s$  bei äusserer,  $y = t_s$  bei innerer Verzahnung, so folgt entweder unmittelbar oder mit Hilfe von  $r_s = \frac{z \cdot t_s}{2\pi}$  für Sperrscheiben mit äusserer Verzahnung

$$\left. \begin{aligned} t_s &= 2,9 \sqrt{\frac{M_d}{r_s \cdot k_b} \frac{t_s}{b_s}} = 3,75 \sqrt{\frac{M_d}{z \cdot k_b} \frac{t_s}{b_s}} \\ t_s &= 1,45 \sqrt{\frac{M_d}{r_s \cdot k_b} \frac{t_s}{b_s}} = 2,36 \sqrt{\frac{M_d}{z \cdot k_b} \frac{t_s}{b_s}} \end{aligned} \right\} 121$$

innerer Verzahnung

hierin ist einzuführen, entsprechend den Mittelwerten der Belastungsart a und b der Bach'schen Tabelle,

$k_b \leq 250$  kg/qcm für gusseiserne,

$k_b \leq 750$  kg/qcm für schmiedeeiserne Sperrscheiben,

und zwar um so kleiner, je mehr Stosswirkungen zu befürchten sind, ferner

$\frac{t_s}{b_s} = 2$  bis  $1$  für gusseiserne,

$\frac{t_s}{b_s} = 3$  bis  $5$  für schmiedeeiserne Scheiben.

Die Zähnezahl  $z$  beträgt gewöhnlich 8 bis 24.

Unter Berücksichtigung der Nebenhindernisse ist das Drehmoment  $M_d$ ,

wenn die Sperrscheibe auf der Trommelwelle sitzt,

$$M_d = \frac{1}{1 + \varphi_t} Q \cdot R,$$

wenn sie auf einer Zwischenwelle sitzt,

$$M_d = \frac{1}{1 + \varphi_t} \left( \frac{1}{1 + \varphi_v} \right) Q \cdot R \left( \frac{z}{Z} \right) \text{ usw.}$$

Es beträgt im Mittel

$$\frac{1}{1 + \varphi_t} = 0,97 \text{ für eine Ketten- oder Drahtseiltrommel,}$$

$$\frac{1}{1 + \varphi_t} = 0,94 \text{ für eine Kettennuss oder ein Daumenrad,}$$

$$\left( \frac{1}{1 + \varphi_v} \right) = 0,92 \text{ und } \left( \frac{z}{Z} \right) \frac{z_2}{Z_2} \text{ für die Zwischenwelle der Winden mit doppelfem Zahnradvorgelege,}$$

$$\left( \frac{1}{1 + \varphi_v} \right) = 0,92 \text{ und } \left( \frac{z}{Z} \right) = \frac{z_3}{Z_3} \text{ für die der Trommel näheren,}$$

$$\left( \frac{1}{1 + \varphi_v} \right) = 0,84 \text{ und } \left( \frac{z}{Z} \right) = \frac{z_3}{Z_3} \frac{z_2}{Z_2} \text{ für die der Kurbel näheren Zwischenwelle der Winden mit dreifachem Zahnradvorgelege.}$$

Bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist  $\frac{1}{1 + \varphi_t}$  und

$$\left( \frac{1}{1 + \varphi_v} \right) = 1 \text{ zu setzen.}$$

Der äussere Radius folgt mit der berechneten Teilung

$$\text{aus } r_s = \frac{z \cdot t_s}{2\pi}.$$

Die radiale Zahntiefe beträgt meistens  $0,25 t$  bis  $0,3 t$ . Der Druck  $R$  auf die Sperrklinke und deren Bolzen ist, wenn  $l_r$  die Länge der Senkrechten vom Mittelpunkte  $O$  der Scheibe auf die Richtung von  $R$  bezeichnet,

$$R = \frac{M_d}{l_r}.$$

Ist wie in Fig. 73 des Textes B der Berührungspunkt der von A an den äusseren Sperrscheibenkreis gezogenen Tangente, so wird  $l_r = r_s$ . Der Bolzen der Sperrklinke ist für den Druck  $R$  auf Biegung zu berechnen. Bei der meist üblichen Befestigungsart nach Fig. 73 des Textes folgt demnach der Durchmesser  $d_s$  dieses Bolzens aus

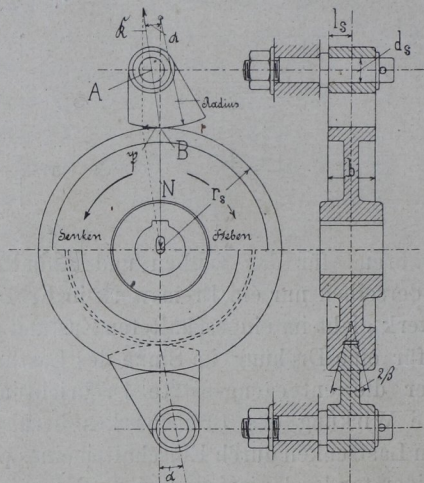
$$R \cdot l_s = 0,1 d_s^3 \cdot k_b$$

mit  $k_b \leq 750$  kg/qcm für Schweiss- oder Flusseisen,  $k_b \leq 1000$  kg/qcm für Flusstahl.

### 2. Reibungsgesperre.

Bei denselben gleitet die Sperrscheibe (Fig. 75 des Textes) mit ihrem abgedrehten Umfange während des

Fig. 75.



Lasthubes unter einer Klinke, welche ausserhalb der Vertikalen durch das Scheibenmittel aufgehängt ist. Sobald aber die Last sinken will, wird die Scheibe so stark gegen diese Klinke gepresst, dass der zwischen beiden erzeugte Reibungswiderstand ein Zurückdrehen der Scheibe und Last verhindert; die letztere kann erst niedergehen, wenn die Klinke gelüftet wird.

Soll die beabsichtigte Sperrung wirklich eintreten, so muss die am Rade bei schwebender Maximallast wirkende Umfangskraft  $\mathfrak{P}$  kleiner als die zwischen Klinke und Scheibe stattfindende Reibung sein. Bei einem Anpressungsdrucke  $N$  und einem Reibungskoeffizienten  $\mu$  zwischen beiden Teilen muss also

$$\mathfrak{P} \leq \mu \cdot N$$

oder

$$\frac{\mathfrak{P}}{N} \leq \mu$$



sein. Da aber für den in Fig. 75 mit  $\alpha$  bezeichneten Winkel

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\beta}{N}$$

ist, so folgt mit  $\rho$  als Reibungswinkel ( $\mu = \operatorname{tg} \rho$ )

$$\alpha \leq \rho \quad \dots \quad 122$$

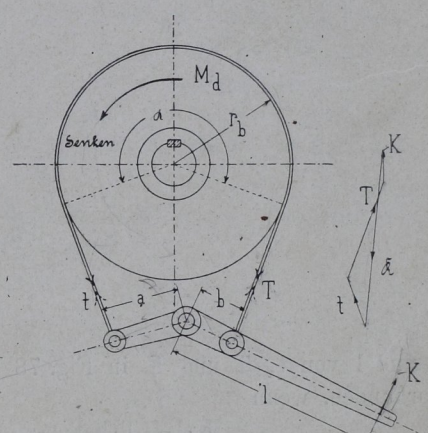
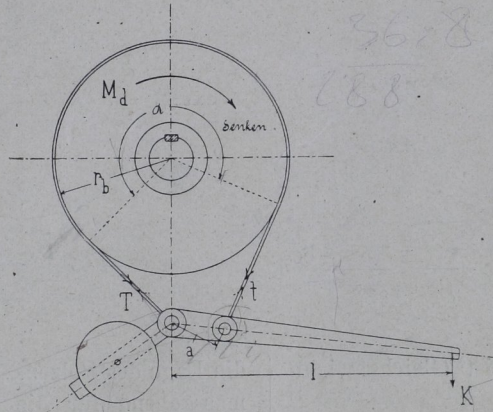
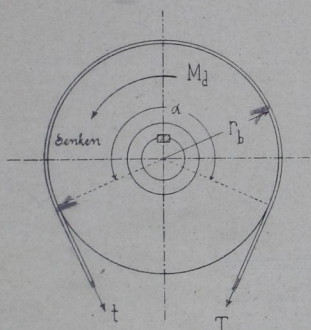
Der Sicherheit wegen wählt man  $\alpha$  bei glatten cylindrischen Sperrscheiben selten grösser als  $6^\circ$  und armiert lieber bei grösseren Winkeln, um nicht ein Durchdrücken der Klinke nach eingetretenem Verschleisse befürchten zu müssen, die Klinke mit Leder an der Berührungsfläche oder versieht Klinke und Scheibe (s. die untere Hälfte der Fig. 75) mit Feder und Nut. Bei Lederarmierung kann  $\alpha$  bis zu  $9^\circ$ , bei Feder und Nut sogar bis zu  $18^\circ$  genommen werden; der Winkel  $2\beta$  ist gewöhnlich  $20$  bis  $30^\circ$ .

Der Abstand AB (Fig. 75) beträgt passend  $0,3r_s$  mit  $r_s$  als Radius der Sperrscheibe. Der Druck  $R$  auf die Klinke und deren Bolzen ist

Fig. 76.

Fig. 77.

Fig. 78.



$$R = \frac{\beta}{\sin \alpha} = \frac{M_d}{r_s \cdot \sin \alpha}$$

Mit Hilfe desselben bestimmt sich der Durchmesser  $d_s$  des Klinkenbolzens in derselben Weise, wie bei den Zahngesperren angegeben. Auch die daselbst angeführten Werte des Drehmomentes  $M_d$  gelten hier.

Reibungsgesperre finden weniger Anwendung als Zahngesperre. Gegenüber diesen besitzen sie den Vorteil eines geräuschlosen und stossfreien Arbeitens, aber auch den Nachteil, dass die Sicherheit gegen das Durchdrücken der Klinke keine unbedingte ist.

### 3. Bandbremsen.

Durch ein gespanntes Band, das um eine bei sinkender Last rotierende Scheibe geschlungen ist, wird hier der Reibungswiderstand erzeugt, welcher die Geschwindigkeit der niedergehenden Last in dem erforderlichen Masse verzögert oder beim Anhalten sogar zu Null werden lässt.

Die Spannungen  $T$  und  $t$  des Bandes (Fig. 76 des Textes) bestimmen sich nach der Mechanik bei einer solchen Scheibe unter der Voraussetzung, dass bis zum Stillstand gebremst werden soll, für das ablaufende Trum zu

$$\left. \begin{aligned} t &= \frac{M_d}{r_b (e^{\mu \cdot \alpha} - 1)} \\ T &= t \cdot e^{\mu \cdot \alpha}, \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 123$$

für das auflaufende Trum zu

wenn  $M_d$  das auf die Bremsscheibe einwirkende Drehmoment der Last,  
 $r_b$  den Radius der Scheibe,  
 $e$  die Basis der natürlichen Logarithmen,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten zwischen Band und Scheibe,  
 $\alpha$  den vom Bande an der Scheibe umspannten Bogen, bezogen auf den Radius 1,

bezeichnet.  $\mu$  kann gleich  $0,18$  gesetzt werden, wenn das schmiedeeiserne oder stählerne Band selbst die Scheibe berührt. Ist das Band aber zur Erhöhung der Reibung mit Holzklötzen bekleidet, so kann  $\mu = 0,25$  bis  $0,4$  betragen. In den meisten Fällen ist  $\alpha = 0,7\pi$ . Die Werte von  $M_d$  für die einzelnen Wellen sind bei den Zahngesperren auf S. 88 angegeben.

Werte von  $e^{\mu \cdot \alpha}$

$\frac{\alpha}{2\pi}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\mu = 0,18, e^{\mu \cdot \alpha} =$	1,40	1,57	1,76	1,97	2,21	2,47	2,77
$\mu = 0,25, e^{\mu \cdot \alpha} =$	1,60	1,87	2,19	2,57	3,00	3,51	4,11
$\mu = 0,4, e^{\mu \cdot \alpha} =$	2,13	2,73	3,51	4,52	5,81	7,47	9,60

Die Spannungen  $T$  und  $t$  des Bandes werden mit Hilfe eines Hebels oder Schraubengewindes erzeugt; der Hebel kann von Hand oder Fuss oder durch ein Gewicht angezogen werden. Dabei sind die folgenden drei Anordnungen möglich.

Einfache Bandbremse (Fig. 77 des Textes). Die Spannung des einen Bandendes wird durch den Widerstand eines festen Punktes hervorgebracht und nur die des anderen Bandendes durch den Hebel ausgeübt. Für die letztgenannte Spannung wählt man, um mit einer möglichst geringen Hebelkraft  $K$  auszukommen, meistens die kleinere Spannung  $t$ , lässt also gewöhnlich das ablaufende Trum am beweglichen Ende des Hebels an-



greifen. Mit den in Fig. 77 eingetragenen Hebelarmen  $a$  und  $l$  von  $t$  und  $K$  in Bezug auf den Drehpunkt des Hebels muss dann

$$K \cdot l = t \cdot a$$

oder

$$K = t \frac{a}{l} \dots \dots \dots 124$$

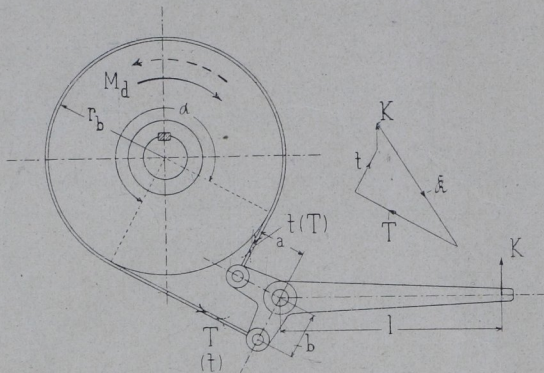
sein. Wird, was seltener der Fall ist und nur mit Rücksicht auf die dann ruhigere Bremswirkung geschieht, das auflaufende Bandende vom Hebel angezogen, so ist

$$K = T \frac{b}{l} \dots \dots \dots 125$$

zu setzen mit  $b$  als Hebelarm von  $T$ .

Differential-Bandbremse (Fig. 78 des Textes). Hier wirkt nur die Spannung  $t$  des ablaufenden Trumes als Widerstand auf den Hebel ein, während die vom auflaufenden Trum auf den Hebel übertragene Spannung  $T$  den letzteren mit anziehen hilft. Für die Hebelarme  $a$ ,

Fig. 79.



$b$  und  $l$  von  $t$ ,  $T$  und  $K$  in Fig. 78 ist Gleichgewicht vorhanden, wenn

$$K \cdot l + T \cdot b = t \cdot a$$

oder

$$K = \frac{t \cdot a - T \cdot b}{l} \dots \dots \dots 126$$

wird. Da der Zähler dieser Gleichung die Differenz der Spannungsmomente enthält, so bezeichnet man die Anordnung als Differentialbremse. Die Hebelkraft  $K$  kann durch entsprechende Wahl der Hebelarme  $a$  und  $b$  beliebig verringert werden. Soll  $K$  sogar Null oder negativ werden, so muss

$$t \cdot a < T \cdot b, \quad \frac{a}{b} < \frac{T}{t},$$

oder mit Bezug auf Gl. 123,

$$\frac{a}{b} < e^{\mu \cdot \alpha}$$

sein. In dem Falle, dass  $K$  negativ ausfällt, ist die Bremse selbstsperrend, d. h. die Umfangskraft der Scheibe hält die Bremse angezogen, und nur zum Lüften derselben bedarf es einer Kraft am Hebel.

Summenbremse (Fig. 79 u. 80 des Textes). Diese Anordnung, welche unter sonst gleichen Verhältnissen die grösste Hebelkraft  $K$  verlangt, wird nur dann angewandt, wenn die Drehrichtung für das Lastsenken, wie z. B. bei

Förderhaspeln, wechselt. Bei einer Änderung der Drehrichtung vertauschen nämlich  $T$  und  $t$  das Trum, in dem sie auftreten, und es fällt bei der einfachen und Differentialbremse die Hebelkraft  $K$  für die beiden Drehrichtungen verschieden aus. Bei der Summenbremse dagegen bleibt  $K$  auch bei wechselnder Drehrichtung unverändert, sobald man die Hebelarme  $a$  und  $b$  einander gleich macht. Nach Fig. 79 u. 80 ist für die ausgezogene Drehrichtung

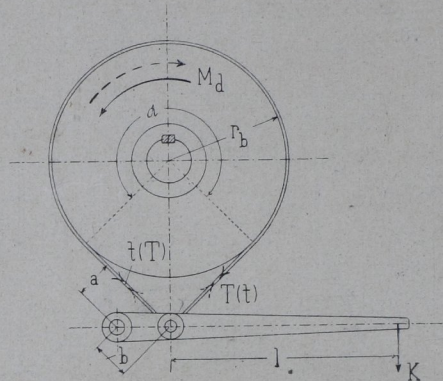
$$K \cdot l = t \cdot a + T \cdot b$$

oder

$$K = \frac{t \cdot a + T \cdot b}{l} \dots \dots \dots 127$$

Bei der Berechnung einer Bandbremse wird man zunächst den Brems scheibenradius  $r_b$  zu wählen haben. Anhalt hierfür liefern die auf der Brems scheibenwelle sonst noch sitzenden Räder, zu deren Grösse  $r_b$  in passendem Verhältnis stehen muss; auch kann oft die Rücksicht auf die Hebellänge  $l$ , die Hebelkraft  $K$  oder

Fig. 80.



die Lage des Bolzens, auf welchem der Hebel sich dreht, massgebend für die Grösse von  $r_b$  werden. Aus dem ersten Entwurf der Band- und Hebelanordnung hat man dann den Umschlingungswinkel  $\alpha$  zu entnehmen, womit für die angeführten Werte von  $\mu$  aus Gl. 123 die Spannungen  $T$  und  $t$  und mit diesen bei gewählten Hebelarmen  $a$ ,  $b$  und  $l$  aus Gl. 124 bis 127 die Hebelkraft  $K$  folgen. Letztere soll nicht mehr als 40 kg betragen; im entgegengesetzten Falle ist durch Vergrösserung von  $r_b$  und  $\alpha$  oder entsprechende Änderung der Hebellängen dafür zu sorgen, dass  $K$  unter diesem Werte bleibt.

Der Querschnitt des Bremsbandes wird durch  $T$  am stärksten auf Zug beansprucht, und es muss deshalb die Breite  $\beta$  und Dicke  $\delta$  des Bandes der Bedingung

$$\beta \cdot \delta = \frac{T}{k_z} \dots \dots \dots 128$$

genügen, wobei mit Rücksicht auf den zu erwartenden Verschleiss

$$k_z \leq 300 \text{ bis } 450 \text{ kg/qcm für schmiedeeiserne,}$$

$$k_z \leq 600 \text{ bis } 800 \text{ kg/qcm für Stahlbänder,}$$

bei ausgeschlossenen Verschleiss (Band mit Holzfutter)  $k_z = 900$  bzw.  $1200 \text{ kg/qcm}$  betragen kann. Die Dicke des Bandes ist für gewöhnlich 2 bis 4 mm, die Breite selten mehr als 100 mm. Machen sich grössere Dimensionen erforderlich, so hat man das Band entweder mit



Holzklötzen zu versehen oder gelenkartig aus einzelnen Scharnieren zusammenzusetzen.

Der Bolzen, auf dem sich der Bremshebel dreht, wird durch eine Kraft  $K$  beansprucht, welche die Resultierende aller am Hebel angreifenden Kräfte ist. Diese Kräfte sind in Fig. 77 bis 80 des Textes durch punktierte Pfeile angedeutet. Trägt man sie, wie z. B. Fig. 78 und 79 beigelegt, in irgend einem Massstabe ihrer Richtung nach aneinander, so giebt die Schlusslinie des Kräftepolygones die Resultierende  $R$ . Annähernd ist auch in den meisten Fällen

$$R = \sqrt{T^2 + t^2}$$

Der Durchmesser  $d_b$  des Bremshebelbolzens ist auf Biegung zu berechnen. Er folgt also z. B. bei der in Fig. 1, Taf. 11 angedeuteten Befestigungsart aus

$$R \cdot l_b = 0,1 d_b^3 \cdot k_b$$

mit  $k_b < 750 \text{ kg/qcm}$  für Schmiedeeisen,  
 $k_b < 1000 \text{ kg/qcm}$  für Stahl.

Für die Bolzen, durch welche das Band mit dem Bremshebel verbunden ist, gelten die Beziehungen

$$t \frac{l_1}{8} = 0,1 d_1^3 \cdot k_b$$

bezw.

$$T \frac{l_2}{8} = 0,1 d_2^3 \cdot k_b$$

mit denselben Werten von  $k_b$ .

Bezüglich der Ausführung der einzelnen Teile einer einfachen Bandbremse ist das Folgende zu bemerken.

Die Bremsscheibe wird am Umfange abgedreht und erhält hier häufig zwei seitliche Ränder (Fig. 1, Taf. 11). Mitunter findet man auch nach Fig. 2 u. 3, Taf. 11 den Bremsscheibenkranz mit dem auf derselben Welle sitzenden grösseren Zahnrade zusammengegossen oder durch Schrauben verbunden. Die Arme der Bremsscheiben erhalten die bei Zahnrädern und Riemscheiben üblichen Querschnitte; Angaben über Zahl und Dimensionen dieser Arme befinden sich auf Taf. 11.

Das Bremsband schliesst vermittelt angieneteter Scharniere und Bolzen an den Bremshebel an. Die verschiedenen Formen solcher Scharniere zeigen Fig. 1, 4 u. 5, Taf. 11. Sollen dieselben mit Anspannvorrichtung versehen sein, so bildet man sie nach Fig. 6, 7 oder 8 daselbst aus. Die Dimensionen dieser Teile wählt man am besten nach Gefühl, da die Festigkeitsrechnung gewöhnlich zu kleine Werte liefert.

Der Bremshebel muss kräftig gehalten und darf namentlich im Griff nicht zu klein sein. Seine zweckmässige Form ergibt sich aus der Lage der Bandenden und aus Rücksicht auf möglichst bequeme Bedienung der Bremse.

Für die Anordnung der einfachen Bremse sind die folgenden Punkte beachtenswert.

Das Eigengewicht des Bremshebels soll stets lösend auf die Bremse wirken, damit die Scheibe nicht unnötig am Bande schleift. Ist das nicht angängig, so ist der Hebel durch ein Gegengewicht (s. Fig. 77 des Textes) auszubalancieren.

Die beweglichen Bandenden sollen möglichst rechtwinklig zum Bremshebel anschliessen, damit das Anziehen beim Drehen des Hebels sofort beginnt.

Der vom Bremsband an der Scheibe umspannte Bogen soll möglichst gross sein, damit die Hebelkraft  $K$  möglichst klein ausfällt.

Bei Differentialbremsen sollen die Hebellängen  $a$  und  $b$  nach Ernst<sup>1)</sup> niemals so gewählt werden, dass  $K$  Null oder negativ, die Bremse also selbstsperrend wird. Die letztere lässt sich nämlich infolge ihrer Neigung, die Bremswirkung selbstthätig bis zur vollständigen Hemmung zu steigern, schwer regeln und führt zu Unregelmässigkeiten im Lastniedergange, welche zwischen Sturzbewegung und vollkommener Hemmung schwanken.

Bei mit Holz bekleideten Bremsbändern ist die Flächenpressung  $p$  mit Rücksicht auf genügende Abführung der entwickelten Wärme gering zu halten. Wenn möglich, soll  $p = \frac{T}{\beta \cdot r_b}$  nicht höher als  $2 \text{ kg/qcm}$  sein.

#### 4. Backenbremsen.

Ein oder zwei Backen, welche gegen den Umfang einer bei sinkender Last rotierenden Scheibe gepresst werden, erzeugen hier den zur Verzögerung der Bewegung dienenden Reibungswiderstand, durch den bei genügender Grösse auch die Last schwebend erhalten werden kann. Ist wieder

$M_d$  das bei schwebender Last auf die Bremsscheibe einwirkende Drehmoment,

$r_b$  der Radius der Bremsscheibe,

$N$  der radiale Anpressungsdruck der Backen,

$\mu$  der Reibungskoeffizient,

so muss, wenn bis zum Stillstande gebremst werden soll, die an der Scheibe erzeugte Reibung grösser als die dort wirksame Umfangskraft, also bei cylindrischer Reibungsfläche

$$\mu \cdot N > \frac{M_d}{r_b}$$

oder

$$N > \frac{M_d}{\mu \cdot r_b} \dots \dots \dots 129a$$

sein. Da die Backen zur Vergrösserung der Reibung meistens mit Leder oder Holz bekleidet werden, so dürfte  $\mu = 0,3$  hier zulässig erscheinen.

Für Reibungsflächen mit Feder und Nut ergibt sich, wie auf S. 76 gezeigt,

$$N > \frac{M_d}{r_b} \left( \frac{\sin \beta}{\mu} + \cos \beta \right) \dots \dots \dots 129b$$

unter  $2\beta$  den Keilwinkel von Feder und Nut verstanden;  $2\beta$  ist meistens 20 bis 30°.

Der Bremsdruck  $N$  wird vermittelt eines oder mehrerer Hebel erzeugt. Bei nur einem Backen wirken

<sup>1)</sup> Ad. Ernst, Die Hebezeuge, Verlag von Julius Springer in Berlin.



an einem solchen Hebel nach Fig. 81 des Textes die Hebelkraft  $K$ , der Bremsdruck  $N$  und die Reibung  $\mu \cdot N$ . Sind  $l$ ,  $b$  und  $a$  die Hebelarme dieser Kräfte in Bezug auf den Drehpunkt  $A$  des Hebels, so herrscht für den in der Figur angedeuteten Drehungssinn der Scheibe bei sinkender Last Gleichgewicht, wenn

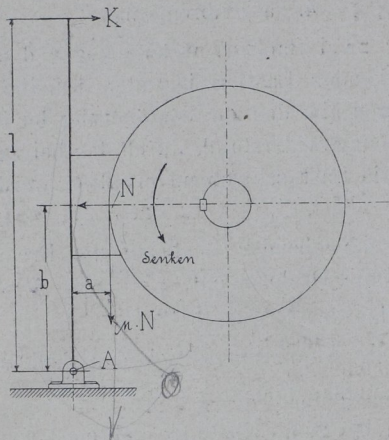
$$K \cdot l - N \cdot b \pm \mu \cdot N \cdot a = 0$$

oder

$$K = N \frac{b \mp \mu \cdot a}{l} \dots \dots \dots 130$$

ist. Dabei gilt in der letzteren Gleichung das  $-$  Zeichen vor  $\mu \cdot a$ , wenn die Reibung  $\mu \cdot N$  rechts, das  $+$  Zeichen, wenn dieselbe links von dem Drehpunkte  $A$ , je nach der Lage dieses Punktes, wirkt. Um mit einer möglichst kleinen Hebelkraft  $K$  auszukommen, wird man bei der in Fig. 81 angegebenen Drehrichtung der Scheibe  $\mu \cdot N$

Fig. 81.



rechts von  $A$  wirken lassen. Es kann dann sogar  $K$  Null oder negativ werden, wenn nämlich gemäss Gl. 130

$$b - \mu \cdot a \leq 0$$

oder

$$\frac{b}{a} \leq \mu$$

wird. Die Bremse ist dann selbstperrend, d. h. es bedarf, sobald der Bremsbacken sich an der Scheibe befindet, keines weiteren Hebeldruckes  $K$ ; die Umfangskraft der Scheibe zieht jetzt den Hebel allein an. Zum Lösen der Bremse dagegen ist eine zu der in Fig. 81 eingetragenen entgegengesetzte Kraft  $K$  nötig. Selbstperrende Backenbremsen sind aber aus den bei den Bandbremsen auf S. 91 angeführten Gründen nicht zu empfehlen.

Dreht sich die Bremsscheibe bei sinkender Last entgegen der in Fig. 81 angegebenen Drehrichtung, so gelten vor  $\mu \cdot a$  die entgegengesetzten Vorzeichen in Gl. 130.

Bei der Anordnung von zwei diametral gegenüberliegenden Backen nach Fig. 82 des Textes, die insofern vorteilhaft ist, als bei ihr der Bremsdruck  $N$  nicht auf die Welle kommt, sondern aufgehoben wird, ist jeder Backen mit der halben Kraft  $N$  anzudrücken. Ferner wird die Wirkung der beiden Reibungskräfte in Bezug

auf den Haupthebel aufgehoben. Für den Drehpunkt des letzteren ist z. B. in Fig. 82

$$K \cdot l = 2 \frac{K_1}{2} c,$$

oder mit

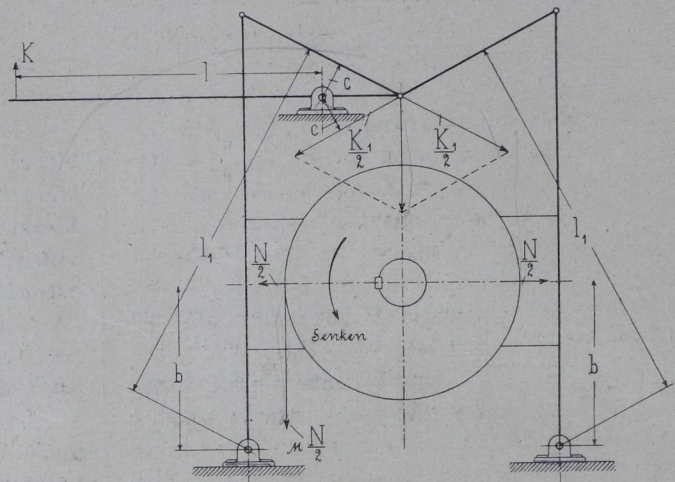
$$\frac{K_1}{2} l_1 = \frac{N}{2} b,$$

$$K = N \frac{b}{l_1} \frac{c}{l}.$$

Der Druck auf den Hebel einer Backenbremse ist in jedem Falle gleich der Resultierenden aller an demselben angreifenden Kräfte. Der Bolzen, auf dem sich der Hebel dreht, ist, wie früher angegeben, auf Biegung zu berechnen.

Bei Kabelwinden mit Handbetrieb verwendet man Backenbremsen weit seltener als Bandbremsen, denen

Fig. 82.



gegenüber sie namentlich den Nachteil eines starken Verschleisses besitzen.

### 5. Anordnung der Sperr- und Bremsvorrichtung im Windwerk.

Bei der Unterbringung der Stütz- und Senkvorrichtung im Getriebe eines Hebezeuges ist zunächst darauf zu achten, dass beide Teile der Last thunlichst nahe, also, wenn möglich, auf der Trommelwelle anzuordnen sind. Je weiter nämlich Sperr- und Bremsvorrichtung von der Trommelwelle ab- und der Kurbelwelle näher gerückt werden, desto mehr nimmt einerseits die Gesamtzahl und -masse der zu stützenden und bremsenden Teile zu, desto wahrscheinlicher ist also auch ein Bruch oder eine Deformation eines dieser Teile bei ruckweiser Hemmung und Unterbrechung des Lastniederganges, und desto später erfolgt andererseits der Eintritt der eingeleiteten Stützung und Bremsung, desto langsamer wirken Stütz- und Senkvorrichtung. In manchen Fällen, wie namentlich bei grossen Lasten, verlangt allerdings die Unterbringung der fraglichen Vorrichtungen auf der Trommelwelle infolge des beträchtlichen Drehmomentes, das auf diese Welle von der Last ausgeübt wird, so grosse Sperr- und Bremsscheiben, sowie so bedeutende Hebelkräfte zur Bethätigung dieser Vorrichtungen, dass man gezwungen



ist, beide Teile auf eine Zwischenwelle zu setzen; dabei ist aus den angeführten Gründen immer derjenigen Welle der Vorzug zu geben, welche der Trommelwelle näher liegt.

Die Anordnung der Sperr- und Bremsscheibe lässt ferner zwei Ausführungen zu, nämlich eine getrennte und eine kombinierte Befestigung beider auf ihrer Welle. Nach der älteren, getrennten Anbringung, wie sie Fig. 1, Taf. 11 zeigt, wird sowohl die Sperr- als auch die Bremsscheibe durch Keile auf der Welle befestigt, und beide drehen sich also mit dieser sowohl beim Hoch- als auch beim Niedergange der Last. Damit ist aber der Umstand verbunden, dass die Sperrklinke ausgehoben werden muss, wenn die Last gesenkt werden soll. Dies ist wieder in doppelter Hinsicht nachteilig. Einmal muss nämlich hierzu die Last soviel angehoben werden, dass die Klinke frei wird und nicht mehr gegen das Sperrrad drückt. Es ist das nur bei Kabelwinden mit Hand-, nicht aber bei solchen mit Transmissionsbetrieb ausführbar; für die letzteren ist deshalb eine getrennte Anbringung von Sperr- und Bremsscheibe unmöglich. Das andere Mal muss nach dem Ausheben der Sperrklinke, die Kraft, welche an den Kurbeln oder dem Haspelrade zum Anheben ausgeübt wird, so lange anhalten, bis dass die Bremse angezogen ist. Abgesehen davon, dass das Ausheben der Klinke und das Anziehen der Bremse bei angeführten Kurbeln oder angezogener Haspelkette umständlich ist und nur schwierig von einem Arbeiter allein bewirkt werden kann, bringt es die grosse Gefahr mit sich, dass bei unvorsichtiger Handhabung, also bei zu frühem Loslassen der Kurbeln oder Haspelkette, die Last vollständig frei wird und herunterstürzen kann. Das Gleiche steht zu befürchten, wenn nach beendigter Senkperiode die Last noch schwebend erhalten und dabei der Bremshebel vor dem Wiedereinlegen der Sperrklinke losgelassen wird.

Nicht mit diesem Nachteil behaftet, dabei bequem und einfach in der Bedienung ist die kombinierte Anordnung von Sperr- und Bremsvorrichtung, die man gewöhnlich als Sperrradbremse bezeichnet. Hier ist, wie Fig. 9, Taf. 11 zeigt, nur die Sperrscheibe auf der Welle befestigt, während die Bremsscheibe lose auf derselben sitzt und die Bolzen für die Sperrkegel enthält, deren hier gewöhnlich zwei vorhanden sind. Die Bremse ist während des Lasthubes durch den mit einem Gewicht belasteten Hebel angezogen, steht dann also still, und nur die Sperrscheibe dreht sich, unter den Klinken gleitend, mit. Hört die Betriebskraft auf zu wirken, so legt sich die Sperrscheibe gegen ihre Klinken, und diese finden ihren Stützpunkt an ihren Bolzen in der festgehaltenen Bremsscheibe. Erst wenn dann der Bremshebel angehoben und die Bremse gelüftet wird, kann die Bremsscheibe sich zusammen mit der Sperrvorrichtung in entgegengesetztem Sinne drehen und die Last niedergehen. Hier fällt also das Ausheben des Sperrkegels, wie es sich bei der getrennten Anordnung der Sperr- und Bremsvorrichtung nötig macht, vollständig fort, und zum Senken der Last braucht nur der Bremshebel angehoben zu werden. Sofort, wenn dieser wieder losgelassen wird,

kommt auch die Last wieder zum Stillstand. Ein Herunterstürzen der Last, wie es bei unvorsichtiger Handhabung der älteren Anordnung vorkommen kann, ist hier völlig ausgeschlossen. Bei einfachster Bedienung bietet also die vorliegende kombinierte Anordnung eine erhöhte Sicherheit, auch ist sie sowohl für Hand- als auch für Elementarkraftbetrieb anwendbar, und ihre steigende Anwendung beweist, wie die Praxis ihre Vorzüge zu schätzen weiss.

Die Sperrvorrichtung der Sperrradbremsen kann als Zahn- oder Reibungsgesperre ausgeführt werden; Fig. 10, Taf. 11 zeigt eine solche Bremse mit Reibungsgesperre. Die Bremsvorrichtung ist meistens eine Bandbremse, wobei die Hebelanordnung entweder wie bei der einfachen oder Differentialbremse getroffen wird. Für die Konstruktion der Sperrradbremsen sind die folgenden Punkte von Wichtigkeit.

Die Klinken, welche, wie schon erwähnt, der Sicherheit wegen doppelt oder sogar dreifach angeordnet werden, sind durch eine Verlängerung über ihren Drehpunkt hinaus und, wenn möglich, noch durch besondere Federn gegen die Sperrscheibe zu drücken, damit sie bei sinkender Last nicht durch die Centrifugalkraft ausgehoben werden. Mitunter trifft man auch die Klinken einer Scheibe um die Hälfte bzw. ein Drittel der Zahnteilung gegeneinander versetzt; beim Aufhören der Betriebskraft legt sich dann die von der Last zurückgedrehte Sperrscheibe schon nach Durchlaufen des erwähnten Teilungsbetrages gegen eine Klinke und der damit verbundene Stoss fällt weniger heftiger aus, als wenn die Sperrung erst nach Zurücklegung einer ganzen Teilung erfolgt.

Die Nabe der Bremsscheibe greift zweckmässig, damit die Welle nicht während des Lasthubes durch das Bremsband einen einseitigen Druck empfängt, der unnötige Reibung in den Lagern erzeugt, entweder in das ausgebohrte Gestell der Winde (Fig. 9, Taf. 11), oder sie sitzt auf einem abgedrehten, hohlen Vorsprung desselben (Fig. 10, Taf. 11). Dabei ist für reichliche Schmierung der Nabe Sorge zu tragen.

Der Bremshebel ist genügend lang zu halten, damit das Gewicht auf ihm etwas verschoben werden kann.

Wird die Bremse als Differentialbremse angeordnet, so soll dieselbe aus den auf S. 91 angeführten Gründen nicht selbstsperrend sein.

Die neueren Konstruktionen der Sperrradbremsen suchen das Geräusch zu vermeiden, welches während des Lasthebens bei der gewöhnlichen Ausführung mit Zahngesperre durch das Einschnappen der Klinken entsteht. Solche geräuschlose Sperrradbremsen sind nicht nur durch eine Sperrscheibe mit Reibungskegel zu erzielen, sondern auch dadurch, dass man bei einem Zahngesperre die Klinke bei Beginn des Lasthubes selbstthätig zum Ausheben bringt und sie erst wieder einklinken lässt, wenn die Betriebskraft aufhört zu wirken und die Last zurückgehen will.

Fig. 12, Taf. 11 zeigt zunächst eine geräuschlose Sperrradbremse mit Reibungskegeln von Nagel & Kämp in Hamburg. Der Bremsscheibenkranz dient im Innern



zugleich als Sperrscheibe. Die Kegel, welche mit Feder und Nut auf die Scheibe einwirken, sind drehbar auf einem Bolzen verlagert, dessen Augen einem auf der Welle festgekeilten Körper angehören; auf dem letzteren dreht sich zugleich die ausgebuchte Bremsscheibennabe. Das Band, dessen Spannungen die Welle einseitig belasten, ist mit Holz armiert und nach Art der Differentialbremsen an den Hebel angeschlossen.

Fig. 11, Taf. 11 giebt weiter eine geräuschlose Klinkenbremse nach Ausführung der Gebr. Weissmüller in Frankfurt a/Main. Die Sperrklinke *k* sitzt hier in einem Arm *G*, der auf der Welle festgekeilt ist. Sie ist ferner durch die Stange *s* mit einer Scheibe *F* verbunden, welche durch eine Spiralfeder *f* gegen die in bekannter Weise angeordnete Bremsscheibe gedrückt wird. Wird die Welle und der Arm *G* im Sinne des Lasthebens gedreht, so bleibt die Scheibe *F* infolge der Reibung, welche sie an der Bremsscheibe findet, anfangs solange zurück, bis die Klinke *k* ausser Eingriff mit den Zähnen der Sperr- und Bremsscheibe gebracht ist; dann erst folgt die Scheibe *F* der Drehung auch. Hört der Antrieb auf, so dreht die Last den Arm *G* rückwärts, die Scheibe *F* aber bleibt stehen, und die Folge hiervon ist, dass die Klinke *k* wieder in die Zähne der Sperrscheibe gedrückt wird. Der Lastniedergang geht in der üblichen Weise vor sich.

Die gleiche Einrichtung wie die vorstehende Bremse zeigt auch die von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha ausgeführte Sperrradbremse von Henkel, welche an der Winde in Fig. 3, Taf. 9 angebracht ist.

Fig. 11<sup>1)</sup>, Taf. 12 giebt eine weitere Konstruktion der vorliegenden Bremsen von der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger. Die beiden Bolzen *x* der beiden Sperrklinken *k* sind hier in den Armen des Zahnrades *A* befestigt. Die lose auf der Welle sitzende Bremsscheibe bildet an ihrem inneren Umfange die Sperrscheibe und wird aussen von dem mit Holzklötzen belegten Bande umschlungen und vermittelst Schraubenspindel festgehalten. Beim Heben der Last dreht sich das Rad *A* in dem in der Figur angegebenen Sinne. Dabei werden die Klinken *k* ausgehoben und mitgenommen. Der Stahlring *f* dagegen, der aufgeschlitzt ist und federt, bleibt anfangs zurück, und zwar so lange, bis dass die Klinken, welche durch die Bolzen *g* im Stahlringe gedreht werden, an die Stifte *s* stossen; dann erst nimmt auch der Stahlring *f* an der Drehung des Rades *A* teil. Sobald aber der Antrieb des letzteren aufhört, bringt der Ring *f* die Klinken durch seine Federkraft wieder zum Eingriff. Wird die Bremse durch Zurückdrehen der Schraubenspindel gelüftet, so kann die Last sinken, wobei sich sämtliche Teile in dem ebenfalls in der Figur angegebenen Sinne drehen.

#### 6. Sicherheitsvorrichtungen.

Wie im Vorstehenden gezeigt wurde, können Kabelwinden mit getrennter Anordnung des Sperr- und Bremswerkes, sowie gewöhnlichen Kurbeln in dreifacher Weise

Veranlassung zu Unglücksfällen beim Lastsenken geben. Zunächst kann während des Aushebens der Sperrklinke die Last herunterstürzen, wenn die Kurbeln oder Haskette vor dem Anziehen der Bremse losgelassen werden. Dann kann während des Lastniederganges bei ungeschickter oder unvorsichtiger Handhabung des Bremshebels die Last dem Arbeiter entgleiten oder durch sturzartige Senkbewegungen und ruckweise Hemmungen ein Bruch des Lastorganes oder der Triebwerksteile herbeigeführt werden. Endlich können, wenn die Kurbelwelle mit den Kurbeln während des Lastsenkens nicht ausgerückt wird oder eine solche Ausrückung überhaupt nicht möglich ist, in der Nähe stehende Personen durch die herumschlagenden Kurbeln selbst, oder durch herumfliegende Stücke nach eingetretenem Bruch derselben, in schwerster Weise verletzt werden. Man hat nun in verschiedenster Art und mit mehr oder weniger Erfolg versucht, solchen Unglücksfällen vorzubeugen, und bezeichnet Winden mit diesbezüglichen Sicherheitsvorrichtungen wohl auch als Sicherheitswinden.

Das Ausheben und Wiedereinlegen der Sperrklinke zunächst wird bei Anwendung der schon erwähnten kombinierten Anordnung von Sperrrad und Bremse, der Sperrradbremsen, unnötig, und diese bieten also gegen Unglücksfälle der ersten und zweiten Art, soweit im letzteren Falle das Entgleiten des Bremshebels in Frage kommt, vollständige Sicherheit. Dagegen ist bei ihnen eine Überschreitung der zulässigen Senkgeschwindigkeit oder eine ruckweise Hemmung der niedergehenden Last nicht ausgeschlossen. Diese werden bei den Bremsen vermieden, welche nach Art der Drucklager der Schrauben-Flaschenzüge (s. S. 73) konstruiert sind und von der Last angezogen werden, sobald diese von selbst niedergehen will. Da hier der Lastniedergang erst stattfindet, wenn eine äussere Betriebskraft den von der schwebenden Last nicht aufgehobenen Teil des Reibungsmomentes in der Bremse überwindet, so ist einerseits die Senkgeschwindigkeit von der Kraftgeschwindigkeit abhängig und so vor unbeabsichtigten Überschreitungen gesichert, andererseits ein zu schnelles, ruckweises Zurückgehen der Last in die Sperrlage bei plötzlich aufgehobener Betriebskraft ausgeschlossen. Ein Ausheben und Wiedereinlegen der Sperrklinke ist bei diesen Bremsen ebenfalls unnötig. Leider sind sie in ihrer einfachsten Form nur für Schneckengetriebe mit höchstens 65 Prozent Wirkungsgrad anwendbar. Man hat deshalb teils die Konstruktion dieser Bremsen so gestaltet, dass sie für Winden mit Stirnrädergetriebe zu benutzen sind, teils Konstruktionen erdacht, welche den Namen Geschwindigkeits- oder Centrifugalbremsen führen und selbstthätig die Senkgeschwindigkeit regeln und vor Überschreitung des zulässig höchsten Wertes derselben schützen. Bei den letztgenannten Bremsen geschieht dies in der Weise, dass drehbare Hebel oder Klötze durch ihre Centrifugalkraft, die von der Geschwindigkeit ihrer Welle beim Rückgange des Windwerkes abhängig ist, gegen den Rand einer feststehenden Scheibe gepresst werden und hier den zur Regelung der Geschwindigkeit erforderlichen Reibungs-

1) Nach C. Eberle in der Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure, Jahrgang 1898, S. 823.



widerstand erzeugen. Das Schlagen der Kurbeln beim Lastsenken endlich sucht man durch sogenannte Sicherheitskurbeln zu vermeiden, welche nur beim Hochgang der Last mit dem Windwerk gekuppelt werden, beim Niedergang aber von diesem ausgeschaltet sind. Bei den erwähnten Bremsen nach Art der Drucklager ist das Schlagen der Kurbeln ebenfalls ausgeschlossen, da deren Geschwindigkeit durch die beim Lastsenken erforderliche Betriebskraft bedingt ist. Solche Bremsen bieten also Schutz gegen die sämtlichen angeführten Möglichkeiten von Unglücksfällen, während Sperrradbremsen, Geschwindigkeitsbremsen und Sicherheitskurbeln für sich allein immer nur eine dieser Möglichkeiten zu vermeiden suchen. In der Regel vereinigt man aber eine Geschwindigkeitsbremse entweder mit einer Sperrradbremse oder mit einer Sicherheitskurbel, um so wenigstens zwei der erwähnten Umstände unschädlich zu machen.

Verfolgen wir einige der bekannteren Sicherheitsvorrichtungen in dem oben erwähnten Sinne, so kann zunächst die den Gebr. Bolzani in Berlin patentierte Elastickupplung als Beispiel solcher Bremsen gelten, welche wie die Drucklager der Schrauben-Flaschenzüge von der schwebenden Last selbstthätig angezogen werden, beim Niedergang der letzteren aber durch eine äussere Betriebskraft zu lüften sind. Fig. 1, Taf. 8 zeigt die Konstruktion dieser Bremse an der auf S. 81 beschriebenen Konsolwinde. Die Kurbelnabe bildet hier die Mutter eines flachgängigen Gewindes am Ende der Kurbelwelle, durch das die achsiale Anpressung der Bremse erzeugt wird. Beim Vorwärtsdrehen der Kurbel verschiebt sich die Nabe auf dem Gewinde der Kurbelwelle, welche zunächst von der Last festgehalten wird, und drückt dabei die Platten  $A_1$ ,  $A_2$  und B mit den zwischengelegten Lederscheiben und der Spiralfeder f gegen den Boden des Gehäuses C, das seinerseits wieder gegen einen Ansatz der Welle gepresst wird. Die Platte  $A_1$  ist dabei durch Nasen, welche in Schlitze des Gehäuses C eingreifen, an einer Drehung auf der Welle verhindert, während  $A_2$  und B durch Feder und Nut mit derselben verbunden sind. Ist die Pressung zwischen dem Wellenansatz und dem Gehäuse C gross genug, so wird die Kurbelwelle durch die daselbst stattfindende Reibung mitgenommen und die Last gehoben. Hört aber der Druck an der Kurbel im Sinne des Lasthubes auf und lässt man die Kurbel los, so bleibt die Bremse angezogen und die Last schwebend, da eine Sperrklinke das Zurückgehen des aussen verzahnten Gehäuses C hindert. Erst wenn die Kurbel in entgegengesetzter Richtung gedreht wird, lüftet sich die Bremse in einem solchen Masse, dass die Last mit einer Geschwindigkeit heruntergehen kann, welche von der Schnelligkeit der Kurbeldrehung abhängig ist. Niemals kann aber dabei die Last der Kurbel voraneilen, da sonst die Bremse wieder sofort von der Welle angezogen wird. Auch ein Loslassen der Kurbel hat wieder den Anzug der Bremse und den Stillstand der Last zur Folge.

Die Konstruktion zeichnet sich durch grosse Einfachheit und Leichtigkeit in der Bedienung aus; bei guter Instandhaltung und Schmierung gewährt sie auch voll-

kommenen Schutz gegen die in Frage kommenden Unglücksfälle. Die Feder f und die Lederscheiben sichern zudem ein stossfreies, sanftes Arbeiten.

Auch die in Fig. 5, Taf. 12 dargestellte Bremse der Maschinenfabrik Rhein und Lahn in Oberlahnstein zeigt eine der vorigen ähnliche Wirkungsweise. Das Antriebsritzel  $z_1$  mit seiner Scheibe A und die Sperrscheibe S, die beide lose auf der Kurbelwelle sitzen, enthalten die Reibungsflächen der Bremse. Angepresst werden dieselben beim Lastheben durch eine Mutter m aus Stahl oder Rotguss, die aussen viereckig ist und in eine entsprechende Öffnung des Ritzels greift. Sobald nämlich die Kurbel und -welle vorwärts gedreht wird, verschiebt sich diese Mutter auf dem Gewinde der Kurbelwelle, da das Ritzel zunächst von der Last festgehalten wird und erst bei genügender Anpressung alle Teile an der Drehung unter gleichzeitigem Heben der Last teilnehmen. Um letztere niederzulassen, hat man die Kurbel rückwärts zu drehen. Die Kupplung der Scheiben A und S hört dann auf, und beide schleifen unter dem Antriebe der Last aufeinander. Sobald aber die Last der Kurbel voraneilen will oder man die Kurbel anhält bzw. loslässt, zieht sich die Bremse von selbst wieder an.

Will man die Bremse ausrücken, so muss man den Bügel b umlegen, die Kurbel einmal rückwärtsdrehen und die Falle b wieder einlegen. Dann schraubt sich nämlich die Mutter m aus dem Ritzel bis gegen den Stellring a, auf dessen andere Seite nun die Falle zu liegen kommt. Lässt man alsdann die Last herunter, so stehen die Kurbeln still; auch kann man jetzt die Kurbelwelle verschieben, um ein anderes Vorgelege einzuschalten.

Eine weitere Bremse der genannten Art besitzt die Winde von C. Poppe, Magdeburg, in Fig. 3, Taf. 7. Auf der verlängerten Nabe des lose auf der Zwischenwelle befindlichen Ritzels  $z_2$  sitzen hier 6 Scheiben aus Eisenblech, sogenannte Lamellen, nach denen derartige Bremsen auch als Lamellenbremsen bezeichnet werden. Die schraffierte Hälfte dieser Lamellen dreht sich mit dem Rade  $z_2$ , während die blau angelegte Hälfte durch eine Sperrklinke k festgehalten wird. Die letztere greift zugleich in eine Sperrscheibe B, welche mit ihrer Nabe das flachgängige Gewinde der Zwischenwelle als Mutter umfasst.

Beim Vorwärtsdrehen der Kurbeln schraubt sich die Scheibe B auf der sich drehenden Zwischenwelle solange gegen das zunächst von der Last festgehaltene Ritzel  $z_2$ , bis dass die Reibung zwischen den Lamellen und Scheiben genügt, um die Last zu heben. Werden die Kurbeln losgelassen, so bleibt die Bremse auch noch angezogen und also die Last schwebend. Erst wenn die Kurbeln etwas rückwärts gedreht werden, lüftet sich die Bremse, und die Last geht mit einer von der Stärke der Lüftung abhängigen Geschwindigkeit herunter, wobei die festgehaltenen Lamellen auf den vom Ritzel  $z_2$  mitgenommenen schneller oder langsamer gleiten. Während des Lastniederganges drehen sich also hier die Kurbeln nicht, und nur die Grösse, um welche sie rückwärts gedreht werden,



bestimmt die Grösse der Senkgeschwindigkeit. Die Klinke  $k_1$ , welche in das Zahnrad  $Z_2$  eingreift, sperrt nur die Last, wenn diese mit der einfachen Bandbremse auf der Trommelwelle gesenkt werden soll.

Die Vereinigung einer Centrifugal- und Sperrradbremse nach den Ausführungen von Rothe & Örtling in Berlin zeigt Fig. 2, Taf. 12. Zwei Klötze J, welche bei sinkender Last mit ihrer Welle rotieren und dabei um die Bolzen  $d$  in der Sperrradbremse schwingen können, pressen durch ihre Fliehkraft zwei mit Leder armierte Schuhe  $h$  gegen den Rand eines feststehenden Gehäuses und entwickeln den erforderlichen Reibungswiderstand, sobald die Geschwindigkeit der Welle und der Last einen gewissen Wert überschreitet. Die Klötze haben eine sichelförmige Gestalt, um durch den grossen Abstand ihres Schwerpunktes von der Drehachse die Fliehkraft möglichst zu steigern. Sie sind ferner zur gegenseitigen Ausbalancierung durch zwei Schienen  $z$  mit einer gemeinschaftlichen Buchse auf der Bremsscheibennabe verbunden.

Die erforderliche Masse der Klötze lässt sich aus der Bedingung bestimmen, dass bei der Umdrehungszahl, welche von der Welle während des Lastniederganges nicht überschritten werden soll, die Fliehkraft  $K$  eines Klotzes samt seines Schuhs den erforderlichen Bremsdruck

$$N = \frac{M_d}{2\mu \cdot r_b}$$

entwickelt. Dabei ist

- $M_d$  das von der Last auf die Bremswelle ausgeübte Drehmoment,
- $r_b$  der innere Radius des Gehäuseendes, gegen welchen sich die Schuhe legen.

Jeder Klotz kann nun als Bremshebel einer Backenbremse angesehen werden, wenn die Hebelkraft  $K$  die Fliehkraft eines Klotzes mit Schuh ist. Nach Gl. 130 auf S. 92 muss demnach mit den in die Figur eingetragenen Hebelarmen

$$K = N \frac{b + \mu \cdot a}{1}$$

sein<sup>1)</sup>. Andererseits gilt für  $K$ , wenn  $m$  die Masse eines Klotzes mit Schuh,  $\rho$  der Schwerpunktsradius derselben,

$$v^2 = \frac{2\rho\pi \cdot n}{60}$$
 mit  $n$  als minutliche Umdrehungszahl die

Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktes in m/Sek. bezeichnet, die bekannte Beziehung

$$K = m \frac{v^2}{\rho}$$

Durch Vereinigung erhält man dann die erforderliche Masse eines Klotzes zu

$$m = \frac{\rho}{v^2} \frac{M_d}{2\mu \cdot r_b} \frac{b + \mu \cdot a}{1}$$

Die Rechnung ergibt aber wegen der nicht genauen Kenntnis des Reibungskoeffizienten  $\mu$  nur annähernd die Klotzmasse. Genau lässt sich dieselbe nur durch Probieren ermitteln, und sieht man deshalb Aussparungen

1) Der Reibungswiderstand  $\mu \cdot N$  greift am Schuh entgegengesetzt, wie in der Figur eingetragen, an.

in den Klötzen vor, die später mehr oder weniger mit Blei ausgegossen werden. Während des Lasthubes stehen die Klötze mit der Bremsscheibe der Sperrradbremse still.

Bestimmt man aus der zuletzt angeführten Gleichung  $v$ , so erkennt man, dass es mit der Grösse des Drehmomentes  $M_d$  zu- und abnimmt. Daraus ergibt sich die nachteilige Eigenschaft aller Centrifugalbremsen, dass grosse Lasten schneller gesenkt werden als kleine.

In Fig. 4, Taf. 12 ist eine zweite Centrifugal-Sperrradbremse derselben Firma dargestellt. Der Bremsscheibenkranz ist hier innen als Nut ausgebildet, in den die beiden Klötze  $J$  sich mit ihrem als Feder gestalteten Umfang pressen, sobald die Geschwindigkeit die zulässige Grenze erreicht. Angetrieben werden die Klötze beim Lastsenken von dem Ritzel  $z_1$ , mit welchem sie durch die beiden Stangen  $z$  und Federn  $f$  verbunden sind. Beim Lastheben treibt die Welle das Ritzel  $z_1$  durch einen auf ihr befestigten Doppelarm  $A$  an, der sich gegen die Klötze legt, wobei diese aus den Bremsscheiben herausgedrückt werden; die Federn geben den nötigen Widerstand hierzu ab.

Briegleb, Hansen & Co. in Gotha versehen ihre viel verbreiteten Handwinden (s. S. 82) mit der Stauffer'schen Centrifugalbremse und einer Sicherheitskurbel nach Megy. Bei der Bremse zunächst sind nach Fig. 2, Taf. 9 4 bis 8 Bleiklötze  $J$  durch eine Feder  $f_1$  mit aufgenieteter Lederbandage  $g_1$  zu einem Ringe vereinigt und in einer Mitnehmerscheibe  $A_1$  untergebracht. Die letztere sitzt fest auf der hier 4eckig gehaltenen Kurbelwelle und trägt auf ihrer verlängerten Nabe die Reguliertrommel  $B_1$  mit dem Ritzel  $z_1$ . Bei sinkender Last drehen sich Trommel und Ritzel in dem angedeuteten Sinne und nehmen durch zwei aufgenietete Knaggen  $k$  die Bleiklötze mit. Diese wiederum gehen bei zunehmender Geschwindigkeit nach aussen und drücken, sobald die Umdrehungszahl die zulässige Grenze überschreiten will, die Feder  $f_1$  mit der Lederbandage  $g_1$  gegen den Rand der Mitnehmerscheibe  $A_1$ , welche mit ihrer Welle durch die ausserhalb des hinteren Lagers sitzende Sperrvorrichtung bei sinkender Last festgehalten wird, so die gewünschte Bremsung und Regulierung bewirkend. Beim Heben der Last ist die Fliehkraft der Bleiklötze nur gering, da sowohl die Trommel  $B_1$  als auch die Mitnehmerscheibe  $A_1$  an der Drehung teilnehmen und die Geschwindigkeit beider nur klein ist. Eine auf den Knaggen  $k$  durch Schrauben befestigte Haube  $C$  bildet die innere Auflage der Klötze. Die Bremse wird so eingestellt, dass die Fallgeschwindigkeit 20 bis 40 m in der Minute beträgt.

Die Sicherheitskurbel wirkt in der folgenden Weise. Die Kurbel sitzt lose auf der Welle, nimmt aber bei ihrer Drehung die Hülse  $p$  durch Klauen mit. Diese trägt dort, wo sie aussen viereckig ist, den gusseisernen Hebel  $H$  und drückt denselben, wenn die Kurbel im Sinne des Lasthubes gedreht wird, gegen eine Nase der oben erwähnten Mitnehmerscheibe  $A_1$ , welche fest auf der Kurbelwelle sitzt. Bei der dann folgenden Drehung dieser Scheibe presst dieselbe eine Feder  $f$ , welche wieder mit aufgenieteter Lederbandage  $g$  versehen und mit ihrem



einen Ende an der Scheibe  $A_1$  befestigt, mit ihrem anderen durch den mit  $H$  im Zahneingriff stehenden Hebel  $h$  am Ausweichen verhindert ist, gegen den Rand der Trommel  $B_1$ ; bei genügender Anpressung findet Mitnahme der letzteren und des angegossenen Ritzels  $z_1$ , also das Heben der Last statt. Die Kupplung der genannten Teile bleibt auch noch bestehen, wenn die Kurbel losgelassen wird; dadurch wird die Last in der Schwebelage gehalten. Erst eine kleine Rückwärtsdrehung der Kurbel und ein ständiger Druck gegen dieselbe in diesem Sinne bewirkt die Lösung der Kupplung und die Freigabe der Trommel  $B_1$ . Die Last geht dann nieder, wobei ihre Geschwindigkeit durch die vorbeschriebene Centrifugalbremse geregelt wird. Angehalten wird die Last aber wieder fast augenblicklich, sobald man die Kurbel loslässt.

Die Konstruktion der Bremse und Sicherheitskurbel hat zahlreiche Ausführungen gefunden. Die Bremse zeichnet sich durch Beschränkung der Dimensionen aus, die Sicherheitskurbel gestattet durch ihre elastische Lederbandage ein stossfreies Ein- und Ausrücken, wenn beides nicht zu schnell eingeleitet wird.

Eine weitere Verbindung von Centrifugalbremse und Sicherheitskurbel zeigt Fig. 3, Taf. 12 nach den Ausführungen von Gebr. Burgdorf in Altona. Die beiden Klötze  $J$  wirken hier, wenn sie bei sinkender Last durch das Ritzel  $z_1$  und die Scheibe  $A$  gedreht und zum Ausschlag gebracht werden, auf das Ende  $d$  eines Stahlbandes ein und drücken es, da das andere Ende durch den Bolzen  $d_1$  festgehalten wird, nach aussen. Die Lederarmierung des Bandes wird dadurch gegen den Rand der Trommel  $B$  gepresst, welche durch eine Sperrklinke und entsprechende Verzahnung stillgesetzt ist, und bewirkt die Bremsung.

Beim Vorwärtsdrehen der Kurbel wird ferner die Trommel  $B$  zuerst auf dem Gewinde der Kurbelwelle verschoben und gegen die Scheibe  $A$  gedrückt. Die Druckflächen der beiden Teile sind zur Erhöhung der Reibung mit Rillen versehen. Ist die Reibung gross genug, so erfolgt die Mitnahme der Scheibe  $A$  und des Ritzels  $z_1$ , also der Hub der Last. Die Centrifugalbremse kann dann nicht zur Wirkung kommen, da sowohl  $A$  als auch  $B$  an der Drehung des Triebwerkes teilnehmen. Beim Loslassen der Kurbel bleibt die Kupplung noch bestehen und die Last schwebend. Ein Rückwärtsdruck gegen die Kurbel dagegen veranlasst ein Zurückschieben der Trommel  $B$  und eine Lösung der Bremse bzw. ein Sinken der Last, die sofort wieder zum Stillstand kommt, wenn die Kurbel losgelassen und die Trommel  $B$  durch die Last von neuem angepresst wird.

### Beispiele.

1. Für eine Maximallast von 1800 kg sind die Verhältnisse einer Bockwinde mit Kettentrommel nach Fig. 2<sup>1)</sup>, Taf. 7 zu berechnen. Die Winde soll doppeltes Vorgelege erhalten und die Maximallast durch 2 Arbeiter gehoben werden können.

Als Verkaufswinde, d. h. unter thunlichster Beschränkung der Ketteneisenstärke und des Trommelradius zur Erzielung

1) In der Figur ist die Maximallast nur zu 1500 kg angegeben.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

eines möglichst geringen Eigengewichtes, dürfte sich nach der Tabelle auf S. 50 eine Ketteneisenstärke von

$$\Delta = 14 \text{ mm,}$$

sowie ein Trommelradius bis Mitte Kette nach den Angaben in Gl. 117 auf S. 84 von

$$R = 7\Delta = 98 \text{ oder } \sim 100 \text{ mm}$$

empfehlen. Zur Berechnung des Übersetzungsverhältnisses  $\left(\frac{Z}{z}\right)$ , welches das doppelte Vorgelege bieten muss, bedürfen wir weiter der Betriebskraft, die nach den Angaben auf S. 84 für kurze Betriebsdauer zu

$$P = 2 \cdot 15 = 30 \text{ kg}$$

angesetzt werden kann, des Kurbelradius, der im vorliegenden Falle zu

$$a = 400 \text{ mm}$$

gewählt werden möge, und des Wertes  $1 + \varphi$ , der nach der Tabelle auf S. 84 im Mittel 1,22, entsprechend einem Wirkungsgrade  $\eta = 0,82$ , beträgt. Gl. 116a, S. 84, liefert damit

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,22 \frac{1800 \cdot 10}{30 \cdot 40} = 18,3.$$

Dieser Wert ist in 2 Faktoren zu zerlegen, also z. B. in

$$\frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = 3,5 \cdot 5,25 = 18,375,$$

woraus sich dann für eine Zähnezahl 12 der kleinen Räder

$$z_1 = 12, Z_1 = 12 \cdot 3,5 = 42, \\ z_2 = 12, Z_2 = 12 \cdot 5,25 = 63$$

ergibt. Für die Teilung der Zahnräder ist Gl. 118a auf S. 85 massgebend. Nach derselben wird für das erste Räderpaar mit  $M_d = 0,92 P \cdot a$  und  $z = z_1$

$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{0,92 \cdot 30 \cdot 40}{12}} = 2,39 \text{ cm, oder besser}$$

$$t_1 = 8\pi = 25,133 \text{ mm,}$$

für das zweite Räderpaar mit  $M_d = 0,84 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1}$  und  $z = z_2$

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{0,84 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 42}{12}} = 3,52 \text{ cm, oder besser}$$

$$t_2 = 11\pi = 34,56 \text{ mm,}$$

womit die Teilkreisradien und Zahnbreiten zu

$$r_1 = \frac{12 \cdot 8}{2} = 48 \text{ mm, } R_1 = 3,5 \cdot 48 = 168 \text{ mm,}$$

$$b_1 = \sim 2 \cdot 25 = 50 \text{ mm,}$$

$$r_2 = \frac{12 \cdot 11}{2} = 66 \text{ mm, } R_2 = 5,25 \cdot 66 = 346,5 \text{ mm,}$$

$$b_2 = \sim 2 \cdot 35 = 70 \text{ mm}$$

folgen.

Die Stärke der einzelnen Wellen kann, da alle Räder und Scheiben neben den Lagern sitzen, nach Gl. 119a auf S. 86 bemessen werden. Man erhält mit Flusseisen als Material für die Kurbelwelle

$$d = 0,28 \sqrt[3]{30 \cdot 40} = \sim 3 \text{ cm,}$$

wofür aber

$$d = 35 \text{ mm}$$

zu nehmen ist,

für die Zwischenwelle

$$d \cong 0,28 \sqrt[3]{0,92 \cdot 30 \cdot 40 \frac{42}{12}} = 4,4 \text{ cm oder } \sim 45 \text{ mm,}$$

für die Trommelwelle

$$d = 0,28 \sqrt[3]{0,84 \cdot 30 \cdot 40 \frac{42 \cdot 63}{12 \cdot 12}} = \sim 7,4 \text{ cm,}$$

wofür aber nur

$$d = 70 \text{ mm}$$

genommen ist.

Die Sperr- und Bremsvorrichtung ist in Fig. 1, Taf. 11 nochmals dargestellt; beide Teile sind auf der Zwischenwelle, und zwar getrennt voneinander, angebracht. Gibt man der gusseisernen Sperrscheibe  $z = 12$  Zähne bei einem



Verhältnis  $\frac{t_s}{b_s} = 1$ , so folgt aus Gl. 121 auf S. 88 mit  $M_d =$

$0,97 \cdot 0,92 Q \cdot R \frac{Z_2}{Z_1}$  und  $k_b \leq 250 \text{ kg/qcm}$  die erforderliche Teilung

$$t_s \geq 3,75 \sqrt[3]{0,97 \cdot 0,92 \frac{1800 \cdot 10 \cdot 12}{12 \cdot 250 \cdot 63}} = \sim 3,8 \text{ cm,}$$

wofür besser

$$t_s = 12,5\pi = 39,27 \text{ mm}$$

zu nehmen ist. Der äussere Radius der Sperrscheibe muss dann

$$r_s = \frac{12 \cdot 12,5}{2} = 75 \text{ mm,}$$

die Zahnbreite

$$b_s = t_s = \sim 40 \text{ mm}$$

betragen.

Der Radius der Band-Bremsscheibe ist zu  $r_b = 150 \text{ mm}$  gewählt, der Umschlingungswinkel des Bandes ergibt sich nach dem Entwurf zu  $\alpha = 0,7\pi$ . Die Spannungen im Bremsbande betragen also nach Gl. 123 auf S. 89

$$t = 0,97 \cdot 0,92 \frac{1800 \cdot 10 \cdot 12}{15(2,21 - 1) 63} = \sim 170 \text{ kg,}$$

$$T = 170 \cdot 2,21 = \sim 376 \text{ kg.}$$

Die Arme des Bremshebels sind  $a = 50$ ,  $l = 500 \text{ mm}$  lang gemacht; die bei Hemmung der Maximallast am Bremshebel auszuübende Kraft beträgt also ohne Berücksichtigung des Eigengewichtes desselben nach Gl. 124 auf S. 90

$$K = 170 \frac{5}{50} = 17 \text{ kg.}$$

Für das stählerne Bremsband verlangt die Gl. 128 auf S. 90 mit  $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$  einen Querschnitt

$$\beta \cdot \delta = \frac{376}{600} = 0,627 \text{ qcm,}$$

dem durch eine Breite von  $\beta = 40 \text{ mm}$  und eine Dicke  $\delta = 2 \text{ mm}$  (wegen des Verschleisses) vollständig genügt ist.

Der Druck auf die Sperrklinke ist

$$\mathfrak{R} = \frac{M_d}{r_s} = 0,97 \cdot 0,92 \frac{1800 \cdot 10 \cdot 12}{7,5 \cdot 63} = \sim 408 \text{ kg.}$$

Die Klinke sitzt auf dem oberen Verbindungsbolzen der beiden Windschilde (Fig. 2, Taf. 7) in den Abständen 60 und 840 mm von der Mitte der letzteren. Nach der Biegefestigkeit gilt also bezüglich des Durchmessers  $d_s$  dieses Bolzens dort, wo er von der Klinke erfasst wird, die Beziehung

$$\frac{408 \cdot 6 \cdot 84}{6 + 84} = 0,1 d_s^3 \cdot k_b,$$

oder mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  für Schweisseisen,

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{408 \cdot 6 \cdot 84 \cdot 10}{90 \cdot 600}} = 3,36 \text{ cm oder } \sim 34 \text{ mm.}$$

Der Bolzen, auf welchem sich der Bremshebel dreht, ist durch die Resultierende aus T, t und K belastet. Dieselbe bestimmt sich aus dem der Fig. 1, Taf. 11 beigegebenen Kräfteplan zu

$$\mathfrak{R} = 483 \text{ kg.}$$

Die freitragende Länge des Bolzens ist  $l_b = 2 \text{ cm}$ , so dass mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  für Schweisseisen

$$483 \cdot 2 = 0,1 d_b^3 \cdot 600$$

und

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{483 \cdot 2 \cdot 10}{600}} = \sim 2,6 \text{ cm} = 26 \text{ mm}$$

wird. Der Bolzen, mit welchem das bewegliche Bandende den Bremshebel erfasst, hat von Mitte bis Mitte Bandaue eine Länge  $l_1 = 2,8 \text{ cm}$ . Mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  für Schweisseisen ergibt sich deshalb der Durchmesser dieses Bolzens zu

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{170 \cdot 2,8 \cdot 10}{8 \cdot 600}} = \sim 1 \text{ cm,}$$

wofür  $d_1 = 13 \text{ mm}$  genommen ist.

Soll die Sperr- und Bremsvorrichtung als Sperrradbremse nach Fig. 9, Taf. 11 ausgeführt werden, so muss die Sperrscheibe schmaler gehalten werden, da sie in die Bremsscheibe eingebaut wird. Wir setzen deshalb hier in

Gl. 121 auf S. 88  $\frac{t_s}{b_s} = 2$  und erhalten mit den früheren Werten

$$t_s \geq 3,75 \sqrt[3]{0,97 \cdot 0,92 \frac{1800 \cdot 10 \cdot 12}{12 \cdot 250 \cdot 63}} 2 = \sim 4,8 \text{ cm,}$$

wofür

$$t = 16\pi = 50,265 \text{ mm}$$

genommen ist. Der äussere Scheibenradius muss dann

$$r_s = \frac{12 \cdot 16}{2} = 96 \text{ mm,}$$

die Zahnbreite

$$b_s = \sim \frac{50}{2} = 25 \text{ mm}$$

betragen.

Der Bremsscheibenradius wird im vorliegenden Falle passend zu  $r_b = 185 \text{ mm}$  gewählt. In der gleichen Weise wie vorher ergeben sich dann für  $\alpha = 0,6\pi$  und  $e^{\mu \cdot \alpha} = 1,97$  aus Gl. 123 auf S. 89 die Spannungen im Bremsbande zu

$$t = 0,97 \cdot 0,92 \frac{1800 \cdot 10 \cdot 12}{18,5(1,97 - 1) 63} = \sim 170 \text{ kg,}$$

$$T = 170 \cdot 1,97 = \sim 335 \text{ kg.}$$

Die Bandenden schliessen nach Art einer Differentialbremse an den Bremshebel an. Die Hebelarme von K, T und t sind  $l = 500$ ,  $b = 50$  bzw.  $a = 140 \text{ mm}$  (der letztere ist, um Selbsthemmung zu vermeiden, grösser als  $e^{\mu \cdot \alpha} \cdot b$  gewählt), und mit ihnen ergibt sich aus Gl. 126 auf S. 90

$$K = \frac{170 \cdot 14 - 335 \cdot 5}{50} = \sim 14 \text{ kg,}$$

so dass das Belastungsgewicht, 2 kg auf die Wirkung des Hebels selbst gerechnet, 12 kg schwer gemacht werden kann.

2. Die fahrbare Bockwinde von Gebr. Burgdorf in Altona in Fig. 4, Taf. 7 ist für eine Last von 2500 kg bestimmt. Bei Einschaltung eines 3rolligen Faktoren-Flaschenzuges, dessen feste Rolle schon an der Winde hängt, soll die Tragkraft der Winde 7500 kg betragen. Wie bestimmen sich die Verhältnisse der Winde nach den in diesem Buche gemachten Angaben?

Die Stärke der kalibrierten Kette beträgt  $\Delta = 16 \text{ mm}$ . Dieselbe genügt nur der Tabelle für gewöhnliche, nicht kalibrierte Ketten auf S. 50. Zudem steigt die Belastung der Kette bei Verwendung des 3rolligen Flaschenzuges auf  $(1 + \varphi_f)$  2500 kg, wenn  $\varphi_f$  der Verlustfaktor des letzteren ist. Um Dehnungen der Kettenglieder zu vermeiden und auch aus Sicherheitsrücksichten dürfte deshalb nur eine seltene Belastung der Winde mit 2500 oder sogar 7500 kg geboten erscheinen.

Die Kettennuss hat 7 Stege. Bei  $l = 2,6\Delta = 42 \text{ mm}$  innerer Baulänge der Kettenglieder berechnet sich der Teilkreisradius der Nuss nach Gl. 72 auf S. 51 zu

$$R = \sim 94 \text{ mm.}$$

Der Kurbelradius soll zu  $a = 400 \text{ mm}$ , die Betriebskraft, 4 Arbeiter an 2 Kurbeln, zu

$$P = 4 \cdot 15 = 60 \text{ kg}$$

angenommen werden. Der Wert  $1 + \varphi$  beträgt, wenn kein Faktoren-Flaschenzug angewendet wird, nach den Angaben auf S. 84 im Mittel 1,265, entsprechend einem Wirkungsgrad von  $\eta = 0,79$ . Mit diesen Werten verlangt Gl. 116a auf S. 84 eine Übersetzung des doppelten Vorgeleges von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,265 \frac{2500 \cdot 9,4}{60 \cdot 40} = 12,4.$$



Die Ausführung zeigt fast denselben Wert, nämlich, entsprechend den Zähnezahlen

$$z_1 = 12, Z_1 = 30, z_2 = 10, Z_2 = 50,$$

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{30}{12} \frac{50}{10} = 12,5.$$

Bei Anwendung eines 3 rolligen Flaschenzuges wird mit  $1 + \varphi_f = 1,1$  (s. die Tabelle auf S. 68)

$$1 + \varphi = 1,265 \cdot 1,1 = \sim 1,39 \text{ und } \eta = \frac{1}{1,39} = 0,72,$$

und es steigt die erforderliche Kraft eines Arbeiters auf  $15 \cdot 1,1 = 16,5 \text{ kg}$ ,

die bei kurzer Betriebsdauer von ihm auch noch ausgeübt werden kann.

Für das 1. Räderpaar des Vorgeleges verlangt die Gl. 118 a auf S. 85 mit  $M_d = 0,92 P \cdot a$  und  $z = z_1 = 12$  eine Teilung

$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{0,92 \cdot 60 \cdot 40}{12}} = \sim 3 \text{ cm},$$

wofür wie in der Ausführung besser

$$t_1 = 10 \pi = 31,4 \text{ mm}$$

zu wählen ist. Für das 2. Räderpaar ergibt sich mit

$$M_d = 0,84 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} \text{ und } z = z_2 = 10$$

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{0,84 \cdot 60 \cdot 40 \cdot 30}{10}} = 4,218 \text{ cm},$$

während die Ausführung

$$t_2 = 14 \pi = 43,98 \text{ mm}$$

zeigt. Weiter beträgt

$$r_1 = \frac{12 \cdot 10}{2} = 60 \text{ mm}, R_1 = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ mm}, b_1 = 65 \text{ mm},$$

$$r_2 = \frac{10 \cdot 14}{2} = 70 \text{ mm}, R_2 = 5 \cdot 70 = 350 \text{ mm}, b_2 = 90 \text{ mm}.$$

Die Kurbelwelle, welche wegen des leichteren Aufbringens der einzelnen Teile abgesetzt ist, ist an ihrer schwächsten Stelle 35 mm stark. Flusstahl als Material vorausgesetzt, verlangt Gl. 119 a auf S. 86 mit  $M_d = P \cdot a$  eine Stärke

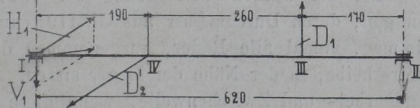
$$d = 0,24 \sqrt[3]{60 \cdot 40} = 3,22 \text{ cm}.$$

Dort wo die Zahnräder sitzen, ist die Welle auf 45 mm verstärkt, was dem hier auftretenden grössten Biegungs- und Drehmoment wohl genügen dürfte.

Die Belastung der Zwischenwelle ohne Berücksichtigung der Eigengewichte zeigt Fig. 83 des Textes. Das in die Welle geleitete Drehmoment ist nach den Angaben auf S. 86

$$M_d = 0,92 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 60 \cdot 40 \frac{30}{12} = 5520 \text{ kgcm}.$$

Fig. 83.



In III greift der Zahndruck des Rades  $Z_1$  mit

$$D_1 = \frac{M_d}{R_1} = \frac{5520}{15} = 368 \text{ kg},$$

in IV der Widerstand des Rades  $z_2$  mit annähernd

$$D_2' = \frac{M_d}{r_2} = \frac{5520}{7} = \sim 788 \text{ kg}$$

an. Da beide Kräfte in zwei zu einander senkrechten Ebenen wirken, so bestimmt sich die Reaktion im Lager I für die eine Ebene zu

$$V_1 = \frac{368 \cdot 17}{62} = \sim 100 \text{ kg},$$

für die andere Ebene zu

$$H_1 = \frac{788 \cdot 43}{62} = \sim 547 \text{ kg},$$

und die Resultierende aus beiden ist

$$\sqrt{100^2 + 547^2} = \sim 566 \text{ kg}.$$

Das Biegemoment für den Querschnitt IV ist somit

$$M_b = 566 \cdot 19 = 10754 \text{ kgcm}.$$

Führt man diese Werte von  $M_b$  und  $M_d$  in die Gl. 120 auf S. 86 ein, so erhält man mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flusstahl) als erforderliche Wellenstärke

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 10754 + 5 \sqrt{10754^2 + 5520^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600,$$

$$d = \sim \sqrt[3]{\frac{11600}{0,1 \cdot 600}} = 5,78 \text{ cm}.$$

Nach der Ausführung besitzt die Zwischenwelle aber nur einen Durchmesser von 50 mm.

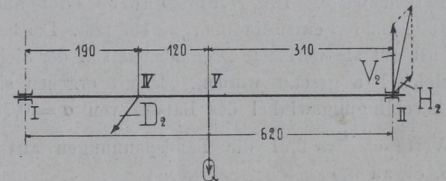
Bei der Trommelwelle wird das vom Zahnrad  $Z_2$  übernommene Drehmoment

$$M_d = 0,84 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = 0,84 \cdot 60 \cdot 40 \frac{30}{12} \frac{50}{10} = 25200 \text{ kgcm}$$

direkt an die Kettennuss übertragen. Die Welle wird also nur auf Biegung beansprucht, und zwar bei Vernachlässigung der Eigengewichte im Punkte IV (Fig. 84 des Textes) durch den Zahndruck

$$D_2 = \frac{M_d}{R_2} = \frac{25200}{35} = 720 \text{ kg},$$

Fig. 84.



im Punkte V durch die Last  $Q = 2500 \text{ kg}$ . Unter der Annahme, dass der Zahndruck horizontal wirkt, erhält man aus den Reaktionen für das Lager II

$$H_2 = \frac{720 \cdot 19}{62} = \sim 220 \text{ kg},$$

und

$$V_2 = \frac{2500 \cdot 31}{62} = 1250 \text{ kg}$$

eine Resultierende

$$\sqrt{220^2 + 1250^2} = \sim 1270 \text{ kg}.$$

Dieselbe ruft im Querschnitt V ein Biegemoment

$$M_b = 1270 \cdot 31 = 39370 \text{ kgcm}$$

hervor, welches nach der Gleichung

$$M_b = 0,1 d^3 \cdot k_b$$

für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flusstahl) einen Durchmesser der Welle

$$d = \sqrt[3]{\frac{39370}{0,1 \cdot 600}} = \sim 8,7 \text{ cm}$$

verlangt. In der Ausführung hat die Trommelwelle nur 75 mm Durchmesser, so dass also bei angehängter Maximallast die Spannung auf

$$\sigma_b(k_b) = \frac{M_b}{0,1 \cdot d^3} = \frac{39370}{0,1 \cdot 7^3} = \sim 1150 \text{ kg/qcm}$$

steigt. Es dürfte darnach geboten erscheinen, die Winde nur äusserst selten für die Maximallast zu benutzen.

Auf die Laufradachsen wirken, wenn der voll belastete Flaschenzug an der Winde hängt und das Eigengewicht der letzteren zu 800 kg geschätzt wird,  $7500 + 800 = 8300 \text{ kg}$ .



Nimmt man an, dass jedes Ständerauge  $0,25 \cdot 8300 = 2075$  kg auf die Achsen überträgt, und vernachlässigt das eingeleitete Drehmoment, was bei der ungünstigen Annahme des Biegemomentes in der nachstehenden Größe wohl statthaft ist, so ergibt sich mit einem Abstände von 115 mm zwischen Augen- und Radmitte der erforderliche Achsendurchmesser in der Augenmitte für  $k_b = 600$  kg/qcm (Flussstahl) aus

$$2075 \cdot 11,5 = 0,1b^3 \cdot 600$$

zu

$$b = \sqrt[3]{\frac{2075 \cdot 11,5}{0,1 \cdot 600}} = 7,35 \text{ cm.}$$

Der ausgeführte Durchmesser von **70 mm** dürfte aber aus dem schon angeführten Grunde noch genügen.

Die Kurbelwelle ist mit der einen Laufradachse durch einen Kettentrieb zum Verschieben der Winde verbunden. Die Übersetzung desselben beträgt  $\frac{3}{1} = 3$ . Zum Verschieben der Winde mit vollbelastetem Flaschenzug gehört also nach Gl. 57 auf S. 39 eine Betriebskraft

$$P = 0,109 (7500 + 800) \frac{1 + 7}{40} \frac{1}{3} = \sim 60 \text{ kg.}$$

Es genügen also hierzu ebenfalls 4 Arbeiter. Hat weiter die Antriebscheibe auf der Kurbelwelle 75 mm Radius, so tritt in der Triebkette annähernd eine grösste Spannung von

$$P \frac{a}{r_{7,5}} = 60 \frac{40}{7,5} = 320 \text{ kg}$$

auf. Derselben genügt eine kalibrierte Kette von 10 mm Stärke völlig nach der Tabelle auf S. 50.

Als Sperrscheibe dient das grosse Zahnrad auf der Zwischenwelle. Die Bremsscheibe sitzt auf der Kurbelwelle und hat einen Radius  $r_b = 150$  mm. Das bei schwebender Last auf sie wirkende Drehmoment soll der Sicherheit wegen gleich  $P \cdot a$  gesetzt werden. Damit ergeben sich bei einem Umschlingungswinkel des Bandes von  $\alpha = 0,7\pi$  und einem Werte  $e^{\mu \cdot \alpha} = 2,21$  die Bandspannungen aus Gl. 123 auf S. 89 zu

$$t = \frac{60 \cdot 40}{15(2,21 - 1)} = \sim 132 \text{ kg,}$$

$$T = 132 \cdot 2,21 = \sim 292 \text{ kg.}$$

Stehen die Hebelarme des Bremshebels im Verhältnis  $\frac{a}{l} = \frac{1}{6,5}$ , so muss die Hebelkraft nach Gl. 124 auf S. 90

$$K = 132 \frac{1}{6,5} = \sim 20 \text{ kg}$$

betragen. Das Band erleidet bei  $\delta = 2$  mm Dicke und  $\beta = 45$  mm Breite nur eine Inanspruchnahme von

$$\sigma_z = \frac{292}{0,2 \cdot 4,5} = \sim 325 \text{ kg/qcm.}$$

Bei  $c = 0,9$  m Kurbelgeschwindigkeit hebt sich die Last nach Gl. 49 auf S. 37

ohne Flaschenzug um

$$w = 0,9 \frac{9,4}{40} \frac{12}{30} \frac{10}{50} = 0,0168 \text{ m} = 16,8 \text{ mm/Sek.,}$$

mit 3 rolligem Flaschenzug um

$$w = \frac{16,8}{3} = 5,6 \text{ mm/Sek.}$$

Die Verschiebung der Winde beträgt bei  $R = 175$  mm Laufradius

$$w = 0,9 \frac{17,5}{40} \frac{1}{3} = \sim 0,131 \text{ m} = 131 \text{ mm/Sek.}$$

**3.** Es sind die Verhältnisse der Laufwinde mit Kettennuss und Antrieb durch Haspelrad nach Fig. 1, Taf. 9 für eine Maximallast von 3500 kg zu bestimmen.

Die Stärke der kalibrierten Kette müsste nach Gl. 70, S. 50, für  $k_z = 400$  kg/qcm, entsprechend

$$\Delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{3500}{2.400} = 4,375 \text{ qcm,}$$

$$\Delta = 24 \text{ mm}$$

betragen, ist aber auf Kosten eines dauernd sichern Arbeitens, wie das leider vielfach geschieht, nur wie eine gewöhnliche Kette nach der Tabelle auf S. 50

$$\Delta = 20 \text{ mm}$$

genommen worden. Der Radius der Kettennuss folgt damit für  $z = 5$  Stege und  $l = 2,6\Delta$  innere Baulänge der Kettenlieder nach Gl. 72 und zugehöriger Tabelle auf S. 51 zu

$$R = 1,63051 = 1,6305 \cdot 2,6 \cdot 20 = \sim 85 \text{ mm.}$$

Zur Bestimmung des erforderlichen Übersetzungsverhältnisses der Zahnräder ist wieder die Gl. 116a auf S. 84 zu benutzen. Wählen wir die Betriebskraft für 2 Arbeiter an der Zugkette nur zu

$$P = 2 \cdot 17,5 = 35 \text{ kg,}$$

den Haspelradradius zu

$$a = 400 \text{ mm}$$

und den Faktor  $1 + \varphi$  nach den Angaben der Tabelle auf S. 84 ( $\varphi_z = 0,065$ ,  $\varphi_v' = \varphi_v'' = 0,09$ )

$$1 + \varphi = 1,265,$$

entsprechend  $\eta = 0,79$ , so ergibt sich

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,265 \frac{3500 \cdot 8,5}{35 \cdot 40} = 27.$$

Passend dürfte hierfür

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1 Z_2}{z_1 z_2} = 4 \cdot 7 = 28$$

zu nehmen sein, so dass für

$$z_1 = 11 \text{ und } z_2 = 9$$

$$Z_1 = 4 \cdot 11 = 44 \text{ und } Z_2 = 9 \cdot 7 = 63$$

Zähnezahlen nötig werden.

Für die Zahnteilung liefert weiter Gl. 118a auf S. 85 für das erste Räderpaar mit  $M_d = 0,92 P \cdot a = 0,92 \cdot 35 \cdot 40 = 1288$  kgcm und  $z = z_1 = 11$

$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1288}{11}} = \sim 2,59 \text{ cm,}$$

für das zweite Räderpaar mit  $M_d = 0,92 \cdot 1288 \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 1288 \cdot 4 = \sim 4740$  kgcm und  $z = z_2 = 9$

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{4740}{9}} = 4,28 \text{ cm.}$$

Nach der Zeichnung ist

$$t_1 = 8\pi = 25,133 \text{ mm, } t_2 = 14\pi = 43,982 \text{ mm}$$

und dem entsprechend

$$r_1 = \frac{11 \cdot 8}{2} = 44 \text{ mm, } R_1 = 4 \cdot 44 = 176 \text{ mm, } b_1 = 2t_1 = \sim 50 \text{ mm,}$$

$$r_2 = \frac{9 \cdot 14}{2} = 63 \text{ mm, } R_2 = 7 \cdot 63 = 441 \text{ mm, } b_2 = 2t_2 = \sim 90 \text{ mm.}$$

Bei der kurzen Verlagerung der Wellen dürfte es genügen, deren Durchmesser aus Gl. 119a auf S. 86 zu bestimmen, zumal alle Räder, ausgenommen die Sperrscheibe, in der Nähe der Lager sitzen. Man erhält für die Kurbel- und Zwischenwelle, wenn diese aus Flusseisen bestehen,

$$d = 0,28 \sqrt[3]{35 \cdot 40} = \sim 3,14 \text{ cm}$$

und

$$d = 0,28 \sqrt[3]{0,92 \cdot 35 \cdot 40 \cdot 4} = 4,84 \text{ cm,}$$

wofür **33** bzw. **50 mm** genommen ist. Für die Trommelwelle ist möglichste Beschränkung des Durchmessers wegen der sonst zu gering ausfallenden Wandstärke der Kettennuss geboten. Aus diesem Grunde ist die Welle aus Flussstahl hergestellt und nochmals zu beiden Seiten der Nuss verlagert. Nimmt man mit Rücksicht hierauf den Durchmesser 10 Prozent kleiner, als Gl. 119a verlangt, so wird

$$d = 0,9 \cdot 0,24 \sqrt[3]{0,84 \cdot 35 \cdot 40 \cdot 4 \cdot 7} = \sim 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm.}$$



Auf die Sperr- und Bremsvorrichtung wirkt bei schwebender Maximallast ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1 + \varphi_t} \frac{1}{1 + \varphi_v} Q \cdot R \frac{z_2}{z_3} = \frac{1}{1,065} \frac{1}{1,09} 3500 \cdot 8,5 \frac{1}{7} = \sim 3660 \text{ kgcm}$$

ein. Die Sperrscheibe muss deshalb bei  $z = 12$  Zähnen und einem Verhältnis  $\frac{t_s}{b_s} = 1,33$  für  $k_b \leq 250 \text{ kg/qcm}$  nach Gl. 121, S. 88, eine Teilung

$$t_s \geq 3,75 \sqrt[3]{\frac{3660}{12 \cdot 250}} 1,33 \text{ oder } \geq 4,4 \text{ cm}$$

bekommen. Gewählt ist  $t_s = 15\pi = 47,124 \text{ mm}$ , so dass also der Radius und die Breite

$$r_s = \frac{15 \cdot 12}{2} = 90 \text{ mm}, \quad b_s = \frac{1}{1,33} 47 = \sim 35 \text{ mm}$$

wird.

Der Umschlingungswinkel des Bremsbandes an seiner Scheibe ist nicht ganz  $0,7\pi$ , der Brems scheibenradius  $r_b = 175 \text{ mm}$ . Für  $e^{\mu \cdot \alpha} = \sim 2$  wird dann nach Gl. 123, S. 89,

$$t = \frac{3660}{17,5} = \sim 209 \text{ kg}, \\ T = 2 \cdot 209 = 418 \text{ kg}.$$

Da die Bandenden nach Art der Differentialbremsen an den Hebel anschliessen, so muss für  $a = 110$ ,  $b = 50$  und  $l = 200 \text{ mm}$  (Fig. 1b, Taf. 9) das Belastungsgewicht des letzteren nach Gl. 126, S. 90,

$$K = \frac{209 \cdot 110 - 418 \cdot 50}{200} = 10,45 \text{ kg}$$

ohne Berücksichtigung des Hebelgewichtes schwer sein. Die Bolzen für die Sperrkegel, sowie den Bremshebel berechnen sich, wie im 1. Beispiele gezeigt; der resultierende Druck auf den Drehbolzen des Bremshebels ist nach Fig. 1c, Taf. 9 580 kg.

Soll die Winde mit der Maximallast verschoben werden, so ist dazu nach Gl. 57, S. 39 bei einfachem Vorgelege eine Kraft

$$\mathfrak{F} = 0,109 (3500 + 500) \frac{1 + 4,5}{40} \frac{\mathfrak{z}_1}{\mathfrak{z}_1} = \sim 60 \frac{\mathfrak{z}_1}{\mathfrak{z}_1}$$

nötig, wenn das Eigengewicht der Winde zu  $G = 500 \text{ kg}$ , der Radius des Haspelradius zu  $a = 400 \text{ mm}$  und der Zapfendurchmesser zu  $d = 45 \text{ mm}$  angenommen wird. Für  $\mathfrak{z}_1 = 3\mathfrak{z}_1$  wird  $\mathfrak{F} = \sim 20 \text{ kg}$ , was noch 1 Arbeiter an der Haspelkette ausüben kann. Nimmt man weiter als Zähnezahlen

$$\mathfrak{z}_1 = 12 \text{ und } \mathfrak{z}_1 = 36,$$

so bestimmt sich mit  $M_d = 0,92 \mathfrak{F} \cdot a = 0,92 \cdot 20 \cdot 40 = \sim 740 \text{ kgcm}$  und  $z = \mathfrak{z}_1 = 12$  aus Gl. 118a auf S. 85 die erforderliche Teilung zu

$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{740}{12}} = 2,1 \text{ cm},$$

wofür  $t_1 = 7\pi = 21,99 \text{ mm}$  genommen ist. Damit folgt dann

$$r_1 = \frac{12 \cdot 7}{2} = 42 \text{ mm}, \quad \mathfrak{r}_1 = 3 \cdot 42 = 126 \text{ mm}, \quad b_1 = 2t_1 = \sim 45 \text{ mm}.$$

Die Haspelradwelle der Verschiebvorrichtung ist 30 mm stark gemacht; Gl. 119a, S. 86, verlangt für Flusseisen nur

$$d = 0,28 \sqrt[3]{20 \cdot 40} = \sim 2,6 \text{ cm}.$$

Bei gleichmässiger Verteilung von  $Q$  und  $G$  kommt auf jedes der vier Augen der beiden Laufradachsen ein Druck von  $0,25 (3500 + 500) = 1000 \text{ kg}$ . Unter Vernachlässigung des Zahndruckes am Rade  $\mathfrak{z}_1$ , der die Achse auch auf Biegung beansprucht, ist somit das auftretende Biegemoment annähernd

$$\mathfrak{M}_b = 1000 \cdot 7,2 = 7200 \text{ kgcm},$$

wenn 72 mm die Entfernung von Mitte Auge bis Mitte des

zugehörigen Laufrades ist. Das in die getriebene Laufradachse eingeleitete Drehmoment ist

$$\mathfrak{M}_d = 0,92 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 3 = \sim 2210 \text{ kgcm}.$$

Führt man diese Werte in die Gl. 120, S. 86, ein, so erhält man für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 7200 + 5 \sqrt{7200^2 + 2210^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600, \\ d = \sqrt[3]{\frac{7412}{0,1 \cdot 600}} = \sim 4,97 \text{ cm}.$$

Die Ausführung zeigt  $d = 45 \text{ mm}$ , was mit Rücksicht auf die meist seltene Verschiebung der voll belasteten Winde und ungünstige Annahme des Biegemomentes (hinsichtlich des Hebelarmes von 72 mm) wohl noch zulässig sein dürfte.

Die Längs- und Querträger des Windgestelles sind [-Eisen, Normalprofil No. 20. Um zu kontrollieren, ob dieselben genügen, nehmen wir an, die beiden mittleren Längsträger hätten die ganzen Drucke der Trommelwelle aufzunehmen. In der Mitte des Zahnrades  $Z_2$  wirkt beim Heben der Maximallast der vertikal aufwärts gerichtete Zahndruck

$$D_2 = (1 + \varphi_t) \frac{Q \cdot R}{R_2} = 1,065 \frac{3500 \cdot 8,5}{44,1} = \sim 720 \text{ kg}.$$

Vertikal abwärts wirkt daselbst das Eigengewicht des Rades  $Z_2$  mit  $G = \sim 130 \text{ kg}$ . In der Mitte der Kettennuss greift bei Vernachlässigung des Eigengewichtes derselben die der Last  $Q = 3500 \text{ kg}$  entsprechende Kraft an. Man erhält hiermit nach den im Schnitt 1—1 der Fig. 1, Taf. 9 eingetragenen Hebelarmen als Belastung der beiden fraglichen [-Eisen

$$V_1 = \frac{3500 \cdot 105 - (720 - 130) (210 + 87,5)}{210} = \sim 914 \text{ kg}^1)$$

$$V_2 = 3500 + 130 - (914 + 720) = 1996 \text{ kg}.$$

Der letztere, als der grössere von beiden Drucken, belastet sein [-Eisen, wie aus dem Grundriss der Fig. 1 ersichtlich, in den Abständen 500 und 590 mm von den Quer[-Eisen. Das grösste Biegemoment ist also

$$1996 \frac{50 \cdot 59}{50 + 59} = \sim 54000 \text{ kgcm}.$$

Das [-Eisen Normalprofil No. 20 besitzt ein Trägheitsmoment bezüglich seiner horizontalen Schwerpunktsachse von  $1911 \text{ cm}^4$ . Durch die Ausbohrung des Steges für den Ansatz des Lagerauges (s. Fig. 1a, Taf. 9) wird dasselbe bei 8,5 mm Stegstärke auf

$$1911 - 0,85 \frac{11^3}{12} = 1816,7 \text{ cm}^4$$

vermindert. Das Widerstandsmoment beträgt

$$\frac{1816,7}{0,5 \cdot 20} = 181,67 \text{ cm}^3.$$

Damit ergibt sich die Beanspruchung des fraglichen [-Eisens unter den gemachten Voraussetzungen nur zu

$$\sigma_b = \frac{54000}{181,67} = \sim 297 \text{ kg/qcm}.$$

## § 27.

### Die Handwinden mit Zahnstange, Schraubenspindel und Doppeldruckkolben.

Die vorliegenden Winden werden hauptsächlich zum Hochdrücken schwerer Lasten verwendet. Ihre Hubhöhe ist nur klein und durch die Länge der Zahnstange, der Schraubenspindel und des Druckcylinders beschränkt,

1) Bei der Aufstellung der Momentengleichung ist die Reaktion einzuführen, also  $V_1$  und  $V_2$  entgegengesetzt gerichtet, wie in der Figur angegeben.



auch mit Rücksicht auf den gewünschten leichten Transport geboten, der möglichste Beschränkung aller Dimensionen und des Eigengewichtes verlangt. Desgleichen ist der Wirkungsgrad der Zahnstangen- und Schraubenwinden in der Regel nur gering und beträgt in vielen Fällen, bei den selbsthemmenden Schraubenwinden stets, weniger als 50 Prozent; bei Handwinden mit Druckkolben dagegen findet man Wirkungsgrade von 75 bis 80 Prozent. Die Hubgeschwindigkeit der Last endlich fällt ebenfalls sehr klein aus, und zwar ist sie am grössten bei Zahnstangen-, am kleinsten bei Druckkolbenwinden. Die letzteren hemmen den selbstthätigen Niedergang der Last durch ihre Druckwassersäule, während bei Schraubenwinden dies in der Regel die eigenen Bewegungswiderstände thun; Zahnstangenwinden bedürfen einer besonderen Stützvorrichtung für die gehobene Last.

a) Zahnstangenwinden.

Man bedient sich ihrer teils zum Heben von Wagen, Lokomotiven, schwerer Eisenteile usw., teils zum Bewegen der Wasserschützen und unterscheidet demgemäss Wagen- und Schützenwinden.

Die Ausführung der leicht transportablen Wagenwinden ist aus den Figuren auf Taf. 10 ersichtlich, von denen Fig. 2 einer Ausführung der Elsässischen Maschinenfabrik in Grafenstaden, Fig. 1 u. 3 einer solchen der Bielefelder Winden- und Werkzeugfabrik von Huck & Co. entspricht.

Der Schaft dieser Winden besteht jetzt meistens aus weichem Stahl- oder Holzkohleneisenblech, seltener aus Buchenholz, da Winden mit Holzschafft schwerer als solche mit Blechmantel für die gleiche Belastung ausfallen. Der Blechmantel wird aus einem Stück mit entsprechender Rundung der Kanten und ohne jede Winkelverbindung hergestellt. Der Holzschafft wird in den Kanten gebrochen und später geölt oder gestrichen. In jedem Falle wird dem Schaft unten eine Fussplatte eingesetzt, deren Spitzen das Ausgleiten der Winde verhüten sollen, wenn diese schräg gestellt wird. Eine Verbreiterung des Fusses (Fig. 3) verhindert auch das Umfallen der Winde bis zu einem gewissen Grade. Griffe am Schaft dienen zum Anheben der Winden.

Das Vorgelege ist für Lasten bis zu 3000 kg ein einfaches, für solche von 3000 bis 15000 kg ein doppeltes, für noch grössere ein dreifaches Zahnradvorgelege; an Stelle des einen Vorgeleges wird mitunter auch eine Schnecke mit Schneckenrad (Fig. 3) angeordnet. Das Material der Räder ist bestes Holzkohleneisen, das an den arbeitenden Stellen eingesetzt und gehärtet wird. Die kleinen Ritzel werden in ihre Wellen, die hier verstärkt sind, eingearbeitet und alle Verzahnungen auf Spezialmaschinen nach Teilscheibe sauber und genau hergestellt. Für grössere Lasten bildet man auch vielfach die Räder und Ritzel des der Zahnstange zunächst liegenden Vorgeleges nach Fig. 3 doppelt aus; die Ritzel  $z_2$  werden dabei um  $45^\circ$  gegeneinander versetzt. Durch diese doppelte Anordnung des Haupttriebwerkes wird im Verein mit dem wechselseitigen Eingriff der Ritzel ein

leichter und stossfreier Gang erzielt, auch bei grösserer Sicherheit der Druck auf die Lager gleichmässiger verteilt. Das ganze Windwerk wird weiter, um den Ein- und Ausbau desselben zu erleichtern, in zwei starken Blechen verlagert, die durch Schrauben am Schaft befestigt werden. An der Klauenseite dürfen die Wellenlager nicht vorstehen, damit der Lasthub durch sie nicht gestört wird. Eine leicht zu öffnende Klappe gestattet die bequeme Schmierung und Kontrolle des Vorgeleges. Die Zahnstange schliesslich wird aus demselben Material wie das Vorgelege hergestellt, auch in derselben Weise bearbeitet. Sie hat gewöhnlich Kopf- und Fussklau, von denen jene drehbar, diese fest an der Stange sitzt. Die Form der Klauen wird sehr verschieden gewählt. Zur Führung der Zahnstange dienen ausser dem Schlitz im Schafte, der hier durch Flacheisen verstärkt wird, teils Hülsen  $k$ , teils Einsatzstücke  $k_1$ .

Die Schützenwinde in Fig. 3, Taf. 15, welche ebenfalls einer Ausführung der Elsässischen Maschinenfabrik entspricht, besitzt als Gestell ein gebogenes und geschweisstes Flacheisen, dem vorne und hinten ein Blech zur Aufnahme der Lager aufgesetzt ist. Gehalten werden diese Bleche durch 8 Vierkanteisen, die dem gebogenen Flacheisen angenietet und an ihren Enden mit Gewinde und Mutter versehen sind; vier dieser Eisen dienen zugleich zur Führung der Zahnstange. Das Windwerk ist in der vorher angegebenen Weise ausgebildet.

Die Verzahnung der Räder ist bei den vorliegenden Winden entweder eine reine Cykloidenverzahnung oder, was häufiger der Fall ist, eine gemischte Verzahnung, wie sie Fig. 3a, Taf. 15 für die Schützenwinde in Fig. 3 daselbst zeigt.

Dem Rollkreise der Trieblinge giebt man einen Radius  $\rho$ , der gleich dem halben Radius  $r$  des zugehörigen Teilkreises ist, also

$$\rho_1^1) = \frac{r_1}{2}, \quad \rho_2 = \frac{r_2}{2} \text{ usw.},$$

während bei den grossen Rädern der Teilkreis zugleich der Rollkreis ist. Man erhält dann für die Zahnkurve des Kopfes der Trieblinge eine Epicycloide  $mn$ , entstanden durch Rollen von  $R_1, R_2, \dots$  auf bzw.

$$r_1, r_2, \dots,$$

des Fusses der Trieblinge eine Radiale  $mp$ , des Kopfes des grossen Rades eine Epicycloide  $mn_1$ , entstanden durch Rollen von  $\rho_1^1), \rho_2, \dots$  auf bzw.  $R_1, R_2, \dots,$

des Fusses des grossen Rades eine Kurve  $mp_1$ , das sogenannte theoretische Lückenprofil<sup>2)</sup> der Zahnspitze des eingreifenden Ritzels.

Bei der Zahnstange, deren Teilkreisradius unendlich gross ist, ist die Zahnkurve der Köpfe durch eine gemeine Cykloide  $mn_1$ , entstanden durch Rollen von  $\rho$  auf einer Geraden,

1) In der Fig. 3a, Taf. 15 ist beim Ritzel  $r_1$  der Index  $1$  von  $\rho$  nicht eingetragen.

2) Siehe „Rebber & Pohlhausen, Berechnung und Konstruktion der Maschinen-Elemente“. 5. Auflage. Verlag der Polytechnischen Buchhandlung (R. Schulze), Mittweida.



während die Köpfe des eingreifenden Ritzels durch eine Evolvente  $m n$  des Kreises  $R$  zu begrenzen sind.

Für die **Berechnung** der vorliegenden Winden ist wieder die Gl. 50 auf S. 37 in der Form

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \dots \dots \dots 131$$

massgebend, aus welcher das erforderliche Übersetzungsverhältnis  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  des Rädervorgeleges berechnet werden kann, sobald die Grössen auf der rechten Seite in der weiter unten angegebenen Weise gewählt bzw. bestimmt sind.  $R$  bezeichnet hier den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels. Enthält das Vorgelege ausser den Stirnrädern noch eine Schnecke mit Schneckenrad, so entspricht  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  dem Produkt aus der Übersetzung des Räder- und Schneckenvorgeleges.

Der Lastarm  $R$  ist von der Teilung der Zahnstange abhängig. Man kann diese Teilung ebenso, wie auf S. 85 angegeben, berechnen, muss dabei aber besonders günstige Annahmen machen, die aus Rücksicht auf thunlichste Beschränkung der Dimensionen und des Gewichtes hier geboten erscheinen. Als Zahndruck tritt die Last  $Q$  auf. Greift sie an der Spitze der Zähne an, so gilt unter der Annahme, dass stets zwei Zähne im Eingriff sind und sich der Zahndruck stets gleichmässig auf zwei Zähne verteilt, die Beziehung

$$\frac{Q}{2} 0,6t = b \frac{(0,7t)^2}{6} k_b$$

mit  $0,6t$  als Zahnhöhe und  $0,7t$  als Stärke des Zahnfusses. Die Praxis gestattet für diese Rechnung Spannungen

$k_b \leq 2000 \text{ kg/qcm}$  für bestes Holzkohleneisen<sup>1)</sup>, so dass hiermit

$$t \geq 0,043 \sqrt{Q \frac{t}{b}} \dots \dots \dots 132$$

folgt. Das Verhältnis  $\frac{t}{b}$  beträgt 0,8 bis 1.

Ist die Fussklaue belastet, so wird die Zahnstange infolge des dann excentrischen Lastangriffes auf Zug und Biegung beansprucht. Bezeichnet

- $b$  die Breite,
- $h$  die Höhe des Stangenquerschnittes,
- $l$  den Abstand von Mitte Fussklaue bis Mitte Last,

so ist die grösste auftretende Spannung

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{Q}{b \cdot h} + 6 \frac{Q \cdot l}{b^2 \cdot h} = \frac{Q}{b \cdot h} \left(1 + 6 \frac{l}{b}\right).$$

Dieselbe nimmt bei den Ausführungen der Praxis oft Werte von  $6000 \text{ kg/qcm}$  und mehr an.

Mit Hilfe der Teilung  $t$  erhält man den Lastarm bzw. den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels, dessen Zähnezahl gewöhnlich  $Z = 4$  ist, aus

$$R = \frac{Z \cdot t}{2\pi}$$

<sup>1)</sup> Wobei wohl vorausgesetzt ist, dass die Winden äusserst selten für die angegebene Maximallast benutzt werden.

Die Betriebskraft  $P$  nimmt man hier recht hoch, und zwar bis zu  $40 \text{ kg}$  für 2 Arbeiter an; der Kraftarm bzw. Kurbelradius beträgt meistens  $a = 200$  bis  $300 \text{ mm}$ . Für den Verlustfaktor erhält man mit den auf S. 41 angegebenen Mittelwerten  $\varphi_v = 0,192$  für jede Vorgelege und  $\varphi_t = 0,17$  für die Lastwelle, deren Ritzel in die Zahnstange eingreift,

bei einfachem Rädervorgelege

$$1 + \varphi = 1,17 \cdot 1,192 = \sim 1,4, \quad \eta = 0,714,$$

bei doppeltem Rädervorgelege

$$1 + \varphi = 1,17 \cdot 1,192^2 = \sim 1,66, \quad \eta = 0,602,$$

bei dreifachem Rädervorgelege

$$1 + \varphi = 1,17 \cdot 1,192^3 = \sim 1,98, \quad \eta = 0,505.$$

Ist ausser dem Zahnradvorgelege noch eine Schnecke mit Schneckenrad vorhanden, so sind die vorstehenden Werte von  $1 + \varphi$  noch mit demjenigen  $1 + \varphi_s$  der Gl. 51 auf S. 38 zu multiplizieren, wobei der mittlere Steigungswinkel  $\alpha$  der Schnecke zu wählen ist.

Der berechnete Wert  $\left(\frac{Z}{z}\right)$  ist entsprechend der Zahl

der Vorgelege in einzelne Faktoren zu zerlegen, und mit diesen folgt bei einer Zähnezahl  $z_1 = z_2 = z_3 = 4$  der Ritzel auch die Zähnezahl  $Z_1, Z_2$  bzw.  $Z_3$  der grossen Räder. Die Übersetzung eines Räderpaares beträgt gewöhnlich 2,5 bis 3,5, die Gangzahl der Schnecke  $m$  ist meistens gleich 1.

Bezüglich der Teilung der Vorgelegeräder ist zu bemerken, dass sich die Rechnung hier nur auf die grossen Räder zu beziehen braucht; die kleinen sind in die Wellen eingearbeitet, und eine Berechnung derselben ist deshalb kaum möglich. Unter der Annahme, dass der Zahndruck auch hier wieder an der Zahnschnecke, und zwar gleichmässig an zwei Zähnen, angreift, erhält man die Beziehung

$$\frac{1}{2} \frac{M_d}{r} 0,7t = b \frac{(0,55t)^2}{6} k_b,$$

wobei  $0,7t$  als Zahnhöhe und  $0,55t$  als Fussstärke der Zähne vorausgesetzt und  $M_d$  das Drehmoment,  $R$  der Teilkreisradius der eingreifenden Ritzel ist. Mit  $r = \frac{z \cdot t}{2\pi}$  und  $k_b \leq 1600 \text{ kg/qcm}$  folgt hieraus

$$t \geq 0,3 \sqrt[3]{\frac{M_d \cdot t}{z \cdot b}} \dots \dots \dots 133$$

Hierin ist zu setzen

$M_d = \frac{1}{1,192} P \cdot a = 0,84 P \cdot a$  und  $z = z_1$  für das grosse Rad des 1. Räderpaares,

$M_d = 0,84^2 P \cdot a \frac{z_1}{z_2} = 0,7 P \cdot a \frac{z_1}{z_2}$  und  $z = z_2$  für das grosse Rad des 2. Räderpaares usw.,

$$\frac{t}{b} = 0,8 \text{ bis } 1.$$

Da die vorliegenden Winden, ausgenommen diejenigen mit Schneckenvorgelege, nicht selbsthemmend sind, so bedürfen sie einer Stützvorrichtung, welche die Last schwebend erhält, sobald die Betriebskraft für den Lasthub aufhört zu wirken. Diese Vorrichtung besteht bei



den einfachen Winden in einer schmiedeeisernen Sperrscheibe mit Klinke, welche nach den auf S. 88 gemachten Angaben zu berechnen und zu konstruieren ist. Beim Niederlassen der Last muss die Sperrklinke ausgehoben und die Kurbel so stark zurückgehalten werden, dass der Niedergang unter dem Druck der Last möglichst gleichmässig erfolgt. Das Entgleiten der Kurbel aus den Händen des Bedienenden sowohl während des Aushebens der Klinke als auch während des Lastsenkens kann hier wieder zu recht bedenklichen Unglücksfällen führen. Es werden deshalb von den Fabriken vielfach Sicherheitsvorrichtungen angebracht, die man gewöhnlich als **Sicherheitsgesperre** bezeichnet; die Fig. 6 u. 7, Taf. 12 geben Beispiele derselben. Sie ermöglichen den Niedergang der Last durch Rückwärtsdrehen der Kurbel, ohne dass die Sperrklinke ausgehoben wird. Beim Loslassen der Kurbel soll die Last aber durch Kupplung der Sicherheitsvorrichtung mit der Kurbelwelle sofort gehemmt werden.

Bei dem Gesperre der Elsässischen Maschinenfabrik in Grafenstaden nach Fig. 7, Taf. 12 nimmt die Hülse A, welche mit ihrer 4kantigen Höhlung auf die Kurbelwelle gesteckt werden kann, aussen lose die Sperrscheibe S und davor mit Gewinde die Kurbelnabe B auf; der Stellring E verhütet das Abschrauben der Kurbel. Beim Heben der Last presst die Kurbelnabe die Sperrscheibe gegen den Rand der Hülse A und kuppelt erstere mit der Kurbelwelle. Diese Kupplung hält auch beim Stillstand der Last an und wird erst gelöst, wenn auf die Kurbel ein geringer Druck nach rückwärts ausgeübt wird. Die Last geht dann bei rückwärts gedrehter Kurbel nieder. Sobald aber diese Rückwärtsdrehung aufhört, wird die Sperrscheibe wieder festgeklemmt und die Last durch die stets eingreifende Sperrklinke gestützt. Die zuverlässige Wirkungsweise der Vorrichtung ist von der Sicherheit des Reibungsschlusses abhängig, der wieder durch die Beschaffenheit und sorgfältige Schmierung der reibenden Flächen bedingt ist.

Bei der Konstruktion der Bielefelder Winden- und Werkzeugfabrik von Huck & Co. in Fig. 6, Taf. 12 ist eine Spannfeder f mit ihrem einen Ende an der Kurbelwelle, mit ihrem anderen in der Kurbelnabe B befestigt. Beim Lastheben wird die Feder f zunächst angespannt und die Kurbelnabe B so weit gedreht, dass die Nocken e in die Linien der Sperrzähne der Scheibe S kommen. Beim Weiterdrehen der Kurbel gleitet dann die Klinke auf der Sperrscheibe. Aber auch beim Lastsenken, wo die Kurbel rückwärts gedreht wird, bleiben die Nocken e in der vorerwähnten Lage, da nun die hemmende Kraft an der Kurbel ebenfalls der niedergehenden Last entgegenwirkt. Sie drücken dann immer die Klinke  $k_1$  in dem Augenblicke, in welchem diese die Sperrscheibe S fangen will, in die Höhe und ermöglichen so den unbehinderten Niedergang der Last.

Erst wenn die Kurbel losgelassen wird oder der Hand des Arbeiters entgleitet, hört die Anspannung der Feder f auf und werden die Nocken e in die in der Figur angegebene Lage gebracht. Die Klinke  $k_1$  kann dann

unbehindert in den nächsten Zahn der Sperrscheibe eingreifen und die Last auffangen. Die Klinke  $k_2$  dient zum Einklinken von Hand, wenn dies während der Zeit, wo  $k_1$  ausgeschaltet ist, gewünscht wird.

### b) Schraubenwinden.

Sie finden die gleiche Verwendung wie die Zahnstangenwinden; ausserdem benutzt man sie aber auch als Nietwinden. Die Fabriken bauen sie meistens für Lasten von 2000 bis 20000 kg und Hubhöhen von 75 bis 350 mm je nach der Grösse der Last.

Bezüglich der **Ausführung** der einfachen Schraubenwinden ist zu bemerken, dass man nach der Form ihres Gestelles Dreifuss-, Flaschen- und Schlittenwinden (Fig. 2, 3 u. 4 bzw. 5, Taf. 13) unterscheidet. Der Dreifuss wird geschmiedet, die Flasche in Gusseisen oder schmiedbarem Guss gegossen, besser aber aus einem Stahlblech zusammengeschnitten; das Material des Schlittens in Fig. 5 ist schmiedbarer Guss oder Schmiedeeisen. Die Spindeln, welche die Last in einer drehbaren Kopfklaue aufnimmt, besteht jetzt meistens aus Stahl, seltener aus Schweiss- oder Flusseisen, die Mutter aus Bronze oder aus dem gleichen Material wie die Spindel. Zum Drehen der Spindel dient entweder ein einfacher Hebel, welcher durch den Spindelkopf gesteckt wird (Fig. 2 u. 4, Taf. 13) oder eine Ratsche mit Sperrklinken-Einrichtung (Fig. 5, Tafel 13). Im letzteren Falle nimmt der eine Arm der Klinke B, der durch eine Feder f mit Keilstück m angedrückt wird, die Sperrscheibe S und die Spindel beim Anziehen des Hebels mit, während er beim Zurückgehen desselben auf der Scheibe gleitet. Soll die Drehrichtung der Spindel geändert werden, so muss man den nicht im Eingriff stehenden Arm von B andrücken, damit die Schneide des Keilstückes m auf die andere Seite der Klinkenkante springt. Das Gewinde der Lastspindel ist stets eingängig, das der Verschiebespindel bei Schlittenwinden in der Regel zweigängig.

Eine besondere Ausführung zeigen die Schraubenwinden, welche in Fabriken zum Heben von Lokomotiven und grossen Kesseln benutzt werden. Sie bestehen aus vier Böcken, wie einer in Fig. 1, Taf. 13 nach einer Ausführung von Georg Lindner in Chemnitz wiedergegeben ist. Die Böcke werden paarweise einander gegenübergestellt, und auf die Muttern B zweier zusammengehöriger Böcke kommen die Enden eines Trägers (Fig. 1 a, Taf. 13) zu liegen; auf den beiden Trägern ruht die Last. Zur Auf- oder Abwärtsbewegung der Mutter B dient die vertikale Schraubenspindel, welche durch ein doppeltes Rädervorgelege und Handkurbeln angetrieben wird. Die Ständer, an denen die Lager der Vorgelegewellen befestigt sind, bestehen aus Eichen- oder Buchenholz. Die Mutter, welche an der Drehung verhindert sein muss, führt sich zwischen  $\perp$ -Eisen. Die maximale Belastung, für welche die Böcke gebaut werden, beträgt meistens 10000 oder 5000 kg, die Hubhöhe 1,4 bis 1,75 m, der Abstand von Mitte bis Mitte/Spindel zweier gegenüberstehender Böcke 3,5 m. Jetzt führt man die Böcke auch vielfach in Schmiedeeisen durch  $\perp$ -Eisen und Bleche aus



Bei der **Berechnung** einer Schraubenwinde sind zunächst die Abmessungen der Schraubenspindel zu bestimmen. Dieselbe wird auf Druck durch die Last Q, auf Verdrehen durch das auf sie ausgeübte Drehmoment beansprucht. Für die vorliegenden Winden dürfte es in den weitaus meisten Fällen hinreichen, bei der Berechnung nur die Druckbeanspruchung zu berücksichtigen und der Verdrehungsbeanspruchung durch eine genügend kleine zulässige Druckspannung gerecht zu werden; es ist dies auch mit Rücksicht auf die bei grösserer Länge der Spindel auszuschliessende Zerknickungsbeanspruchung geboten. Wir entnehmen deshalb den Kerndurchmesser 2R<sub>i</sub> der Schraubenspindel der Gleichung

$$(2R_i)^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q}{k} \dots \dots \dots 134$$

mit k ≤ 400 kg/qcm für Schweiss- und Flusseisen,  
k ≤ 500 kg/qcm für Flussstahl.

Die Gangtiefe t ist meistens gleich der halben Ganghöhe h und der mittlere Gewinderadius R unter dieser Voraussetzung

$$R = R_i + 0,5t = R_i + 0,25h.$$

Den Steigungswinkel α der mittleren Schraubenlinie wählt man mit Rücksicht auf die gewünschte Selbsthemmung in der Regel kleiner als 6°. Vereinigt man nun die Beziehung

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

mit der letzten Gleichung, so erhält man für einen gewählten Winkel α und quadratischen Querschnitt der Gänge den mittleren Gewinderadius und Lastarm aus

$$R = R_i + 0,5 R \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

zu

$$R = \frac{2R_i}{2 - \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots 135$$

Die Ganghöhe, welche man gewöhnlich noch in engl. Zollmass ausführt, ist dann

$$h = 2t = 2R\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

der äussere Gewindedurchmesser

$$2R_a = 2R_i + 2t.$$

Die Höhe H der Spindelmuttern muss so bemessen werden, dass die Pressung in den Gewindegängen 100 kg/qcm für Stahlspindeln und Stahl- oder Rotgussmuttern nicht übersteigt; es muss also

$$H \geq \frac{Q}{2R\pi \cdot t \cdot 100} h,$$

oder für h = 2t,

$$H \geq 0,01 \frac{Q}{R\pi} \dots \dots \dots 136$$

werden. Für Spindeln aus Flusseisen und Muttern aus demselben Material oder Bronze ist H um ein Drittel grösser zu nehmen.

Nachdem die Verhältnisse der Spindel festgelegt sind, folgt bei gewähltem Kraftarm a die erforderliche Betriebskraft P oder umgekehrt bei gewähltem P die erforderliche Hebellänge a aus Gl. 62 auf S. 42, nämlich

$$P \cdot a = (1 + \varphi) Q \cdot R \cdot \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots 137$$

wobei die Werte von 1 + φ der Gl. 63 auf S. 42 bzw. der hiernach für ρ = 6° berechneten nachstehenden Tabelle zu entnehmen sind.

**Tabelle**

der Werte  $1 + \varphi = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + 6) + 0,03}{\operatorname{tg} \alpha}$  und  $\eta = \frac{1}{1 + \varphi}$   
für Schraubenwinden.

	3	4	5	6	7	8	Grad
1 + φ =	3,6	2,92	2,56	2,31	2,13	1,99	
η =	0,278	0,342	0,391	0,433	0,469	0,503	

Bezüglich des Umsetzungsverhältnisses zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg gilt die Gl. 61 auf S. 42.

Für Lokomotiv-Hebeböcke nach Fig. 1, Taf. 13, wo die Betriebskraft durch ein doppeltes Vorgelege auf die Spindel einwirkt, ist die rechte Seite der Gl. 137 mit dem Übersetzungsverhältnis  $\left(\frac{z}{Z}\right)$  dieses Vorgeleges zu multiplizieren. Das letztere bestimmt sich also aus

$$\left(\frac{z}{Z}\right) = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{P \cdot a} \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots 138$$

mit  $\left(\frac{z}{z}\right) = \frac{z_1}{z_1} \frac{z}{z_2}$  im vorliegenden Falle. Für 1 + φ ist dabei der mit 1,09<sup>2</sup> im Mittel multiplizierte Wert der vorstehenden Tabelle einzuführen. Gl. 61 auf S. 42 lautet ferner hier

$$\frac{h}{s} = \frac{R}{a} \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{z}{Z}\right) \dots \dots \dots 139$$

**c) Handwinden mit Doppeldruckkolben.**

Die hydraulischen Winden mit Handbetrieb beruhen auf dem Prinzip der hydraulischen Presse. Gegenüber den Zahnstangen- und Schraubenwinden besitzen sie den Vorteil eines höheren Wirkungsgrades, verlangen dagegen eine weit sorgfältigere Behandlung und Instandhaltung, heben auch die Last langsamer als diese. Sie finden deshalb im allgemeinen bei uns weniger Anwendung, werden vielmehr nur dort zum Hochdrücken schwerer Lasten benutzt, wo ihnen die erforderliche Aufmerksamkeit in der Behandlung zu teil, sowie die nötige Vertrautheit mit derselben vorausgesetzt werden kann, wie namentlich im Eisenbahnwesen, bei grösseren Montagen usw.

Die **Ausführungen** der vorliegenden Winden zeigen in der Hauptsache zwei verschiedene Formen, die man als Hebeknechte und Daumenkräfte bezeichnet. Aus Fig. 6, Taf. 13 ist zunächst die Konstruktion und Einrichtung eines Hebeknechtes von der Akt.-Gesellschaft de Fries & Co. in Düsseldorf ersichtlich. Der Lastkolben A kommt mit seinem Cylinder B umgekehrt zur Verwendung, indem der Kolben hier feststeht und den Fuss der Winde bildet, während der Cylinder sich verschiebt und entweder in der angegossenen Fussklaue oder in dem Deckel des warm aufgezogenen Wasserbehälters C die Last aufnimmt. Der Kraftkolben S wird durch einen Handhebel bewegt, dessen Welle mit dem Daumen M in einen Schlitz des Kolbens greift. D ist der Pumpencylinder für den Kraftkolben. Beim Hoch-



gehen saugt der letztere das Wasser des Behälters C durch das horizontale Ventil V<sub>1</sub> (Fig. 6 a) an, beim Niedergehen drückt er es durch das vertikale Ventil V<sub>2</sub> in den Cylinder B, wodurch dieser und die Last gehoben wird. Soll der Lastcylinder wieder heruntergehen, so wird durch Lösen der Schraube s<sub>1</sub>, welche vorher mit ihrer kegelförmigen Verlängerung eine horizontale und vertikale Öffnung im Cylinderdeckel abschliesst, das Wasser aus dem Cylinder in den Behälter zurückgelassen.

Das Material des Lastkolbens A ist Schmiedeeisen oder Stahlguss, das seines Cylinders Stahlguss. Der Behälter C besteht aus Gusseisen, der Kraftkolben S und dessen Cylinder aus Bronze. Der Cylinder B führt sich mit der Feder F in einer Nut des Lastkolbens A und ist so an einer Drehung verhindert. Als Hubbegrenzung dient eine kleine Öffnung x, durch welche das Wasser bei der zulässig höchsten Laststellung aus dem Cylinder treten kann. Der Lastkolben wird durch eine Ledermanschette, der Kraftkolben durch eine umgewickelte Lederschnur abgedichtet. Die Flüssigkeit, als welche reines Wasser oder bei niedriger Temperatur dieses mit Glycerin vermischt dient, kann durch die von der Schraube s<sub>2</sub> verschlossene Öffnung in den Behälter gefüllt werden; durch eine Öffnung in der Schraube s<sub>3</sub> kann Luft beim Pumpen eintreten. Zum Andrücken der Ventile V<sub>1</sub> und V<sub>2</sub> dienen Spiralfedern.

Während Hebeknechte, die auch oft mit Schlitten nach Art der Schraubenwinde in Fig. 5, Taf. 13 ausgestattet sind, für Lasten von 3000 bis 60000 kg gebaut werden, führt man die Daumenkräfte für weit grössere Lasten von 20000 bis 200000 kg aus. Die Einrichtung der letzteren ist aus Fig. 7, Taf. 13 zu ersehen, welche einer Ausführung von Fried. Krupp Grusonwerk in Magdeburg entspricht. Der Behälter C für die Druckflüssigkeit, in dem sich wieder der hier horizontal angeordnete Kraftkolben S mit dem Pumpencylinder D befindet, ist seitlich an dem Lastcylinder B befestigt. Der Lastkolben A, der durch eine Ledermanschette im Cylinder abgedichtet ist, vollführt ferner die Bewegung und nimmt die Last auf. Die Ausführung ist im übrigen die gleiche wie bei den Hebeknechten.

Zur **Berechnung** der Handwinden mit Druckkolben können die Gl. 38 bis 40 auf S. 33 dienen, wenn man die rechten Seiten der Gl. 38 u. 39 noch mit dem Verhältnis  $\frac{R}{a}$ , entsprechend der Umsetzung, die durch die Welle des Handhebels bewirkt wird, multipliziert. Man erhält dann

$$\frac{h}{s} = \frac{d^2 R}{D^2 a} \dots \dots \dots 140$$

und

$$P = (1 + \varphi) Q \frac{d^2 R}{D^2 a} \dots \dots \dots 141$$

wenn

- d den Durchmesser des Kraft-,
- D denjenigen des Lastkolbens,
- a die Länge des Handhebels,

R den horizontalen Abstand von Mitte Kraftkolben bis Mitte Hebelwelle bezeichnet. Für  $1 + \varphi$  ist in die obige Gleichung der Wert der Gl. 40, multipliziert mit einem die Widerstände der Hebelwelle und der Ventile berücksichtigenden Faktor, einzuführen. Schätzt man diesen Faktor auf 1,1 und setzt weiter je nach der Beschaffenheit der Lederdichtung  $\mu = 0,07$  bis 0,1, so ergibt sich für den vorliegenden Fall

$$1 + \varphi = 1,1 \frac{1 + \frac{0,28}{d}}{1 - \frac{0,28}{D}} \text{ bis } 1,1 \frac{1 + \frac{0,4}{d}}{1 - \frac{0,4}{D}}$$

Die Ventile der vorliegenden Winden haben 4 bis 8 mm Durchmesser. Die Wandstärke des Lastcylinders muss der v. Bachschen Formel

$$D_a = D \sqrt{\frac{k_z + 0,4p}{k_z - 1,3p}}$$

genügen. D<sub>a</sub> ist der äussere Durchmesser des Cylinders,

$$p = \frac{Q}{D^2 \frac{\pi}{4}}$$

der Wasserdruck in kg/qcm. Durch Vereinigung beider Gleichungen ergibt sich auch

$$D_a = D \sqrt{\frac{k_z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} + 0,4Q}{k_z \cdot D^2 \frac{\pi}{4} - 1,3Q}}$$

Für Stahlguss kann k<sub>z</sub> = 1200 kg/qcm gesetzt werden. Die Wandstärke des Wasserbehälters ist allein durch Herstellungsrücksichten bedingt.

**Beispiele.**

1. Es sind die Hauptverhältnisse der Wagenwinde in Fig. 2, Taf. 10 für 5000 kg Maximallast zu bestimmen.

Wir ermitteln, um den Lastarm R zu bekommen, zunächst die erforderliche Teilung der Zahnstange. Nach Gl. 132 auf S. 103 erhalten wir für  $\frac{t}{b} = 0,8$

$$t \geq 0,043 \sqrt{5000 \cdot 0,8} \text{ oder } \geq 2,72 \text{ cm,}$$

während die Ausführung  $t = 27 \text{ mm}$

zeigt. Die Zahnbreite ist

$$b = \frac{27}{0,8} = \sim 33 \text{ mm.}$$

Erhält das in die Zahnstange eingreifende Ritzel Z = 4 Zähne (in der Figur ist z und r anstatt Z bzw. R eingetragen), so wird dessen Teilkreisradius

$$R = \frac{4 \cdot 27}{2\pi} = 17,2 \text{ mm.}$$

Jetzt kann mit Hilfe der Gl. 131 auf S. 103, wenn die Betriebskraft P = 40 kg (2 Arbeiter), der Kurbelradius a = 210 mm und der Wert 1 + φ nach den Angaben auf S. 103 zu 1,66 angenommen wird, das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges bestimmt werden. Dasselbe ergibt sich zu

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,66 \frac{5000 \cdot 1,72}{40 \cdot 21} = \sim 17,$$

während die Ausführung, entsprechend den Zähnezahlen

$$z_1 = 4, Z_1 = 15, z_2 = 4, Z_2 = 17,$$



nur ein solches

$$\frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{15}{4} \frac{17}{4} = 15,94$$

besitzt, das bei dem angeführten Werte von  $1 + \varphi$  für  $P \approx 42,5$  kg genügen würde.

Für die Teilung der beiden Räderpaare ergibt sich aus Gl. 133 auf S. 103 mit den dort angegebenen Werten von  $M_d$  und  $\frac{t}{b} = 1$

$$t_1 \geq 0,3 \sqrt[3]{0,84 \frac{42,5 \cdot 21}{4}}, \quad t_1 \geq 1,72 \text{ cm,}$$

$$t_2 \geq 0,3 \sqrt[3]{0,7 \frac{42,5 \cdot 21 \cdot 15}{4}}, \quad t_2 \geq 2,5 \text{ cm,}$$

während nach der Ausführung

$$t_1 = 17 \text{ mm, } b_1 = 17 \text{ mm, } r_1 = \frac{4 \cdot 17}{2\pi} = 10,8 \text{ mm,}$$

$$R_1 = \frac{15 \cdot 17}{2\pi} = 40,6 \text{ mm,}$$

$$t_2 = 21 \text{ mm, } b_2 = 21 \text{ mm, } r_2 = \frac{4 \cdot 21}{2\pi} = 13,4 \text{ mm,}$$

$$R_2 = \frac{17 \cdot 21}{2\pi} = 56,8 \text{ mm}$$

ist.

Die Beanspruchung der Zahnstange, wenn die Fussklaue die Maximallast trägt, bestimmt sich nach den Angaben auf S. 103 folgendermassen. Der Querschnitt der Stange hat  $b = 3,3$  cm Breite und  $h = 5,9$  cm Höhe, der Abstand von Mitte Stange bis Mitte Fussklaue ist  $l = 11$  cm, und somit wird

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{5000}{3,3 \cdot 5,9} \left(1 + 6 \frac{11}{3,3}\right) \approx 5393 \text{ kg/qcm.}$$

**2.** Wie berechnen sich die Verhältnisse des Lokomotivhebebockes in Fig. 1, Taf. 13 für 10000 kg Last?

Der Kerndurchmesser der stählernen Schraubenspindel folgt aus Gl. 134 auf S. 105, wenn man für  $k$  hier nur 400 kg/qcm mit Rücksicht auf die ungleichmässige Belastung bei nicht genau horizontaler Lage der beiden Träger zulässt, entsprechend

$$(2R_i)^2 \frac{\pi}{4} = \frac{10000}{400} = 25 \text{ qcm,}$$

zu

$$2R_i = 5,65 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt  $2R_i = 56 \text{ mm}$ .

Der Steigungswinkel der mittleren Schraubelinie sei weiter zunächst zu  $\alpha = 5^\circ$  angenommen. Bei quadratischem Querschnitt der Gewingänge muss dann nach Gl. 135 auf S. 105 der mittlere Gewinderadius

$$R = \frac{56}{2 - \pi \cdot 0,0875} \approx 32,5 \text{ mm}$$

betragen. Hiermit ergibt sich eine Gangtiefe

$$t = 2R - 2R_i = 65 - 56 = 9 \text{ mm}$$

und eine Ganghöhe

$$h = 2t = 18 \text{ mm.}$$

Da aber letztere zur Zeit noch in engl. Zollen ausgedrückt zu werden pflegt, so dürfte es sich empfehlen,

$$h = \frac{3}{4} \text{ engl.} = 19 \text{ mm}$$

und

$$t = 0,5h = 9,5 \text{ mm,}$$

sowie

$$R = 0,5(56 + 9,5) = 32,75 \text{ mm,}$$

$$2R_a = 56 + 19 = 75 \text{ mm}$$

zu nehmen; der mittlere Steigungswinkel wird dann gemäss

$$\text{tg } \alpha = \frac{19}{2 \cdot 32,75 \pi} = 0,0923$$

$$\alpha = 5^\circ 17'.$$

Bei der höchsten Lage der Mutter, die aber wohl selten oder gar nicht bei voller Belastung vorkommt, bietet die

Spindel bei einer Gewindelänge  $L = 180$  cm, einem Trägheitsmoment  $J = \frac{\pi}{64} 5,6^4 = 48,275 \text{ cm}^4$  des Kernquerschnittes, einem

Dehnungskoeffizienten  $\alpha = \frac{1}{2200000}$  für Flussstahl nur eine

$$m = \frac{10 \cdot J}{Q \cdot L^2 \cdot \alpha} = \frac{10 \cdot 48,275 \cdot 2200000}{10000 \cdot 180^2} \approx 3,3 \text{ fache Sicherheit}$$

gegen Zerknicken.

Die Höhe der Mutter, deren Material ebenfalls Flussstahl sei, muss nach Gl. 136 auf S. 105

$$H \geq 0,01 \frac{10000}{3,275 \pi} \text{ oder } \geq \sim 10 \text{ cm}$$

sein. Die Ausführung zeigt

$$H = 155 \text{ mm.}$$

Um das Übersetzungsverhältnis des Vorgeleges zu ermitteln, nehmen wir die Betriebskraft  $P$  zu 30 kg (2 Arbeiter mit je 15 kg) an. Der Kurbelradius ist  $a = 37$  cm. Der Wert  $1 + \varphi$  kann, da der aus der Tabelle auf S. 105 für  $5^\circ 17'$  zu entnehmende Wert von  $\sim 2,5$  hier noch mit  $1,09^2$  zu multiplizieren ist,

$$1 + \varphi = 1,09^2 \cdot 2,5 = 2,97,$$

entsprechend einem Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{2,97} = 0,337,$$

gesetzt werden. Hiermit ergibt sich aus Gl. 138 auf S. 105

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 2,97 \frac{10000 \cdot 3,275}{30 \cdot 37} \cdot 0,0923 = 8,09,$$

während in der Ausführung

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{19 \cdot 55}{12 \cdot 9} = 9,676$$

ist, so dass also auch eine etwaige stärkere Belastung einer Spindel noch von den Arbeitern überwunden werden kann.

Die Räder und Wellen des Vorgeleges berechnen sich nach den Angaben im vorigen Paragraphen.

**3.** Der Hebeknecht in Fig. 6, Taf. 13 ist für  $Q = 20000$  kg Maximallast bestimmt. Es beträgt der Durchmesser des Kraftkolbens  $d = 1,9$  cm, derjenige des Lastkolbens  $D = 7,6$  cm, die Hebellänge  $a = 65$  cm, der Lastarm  $R = 3,3$  cm. Um wieviel hebt sich die Last in der Sekunde bei 25 m Kraftweg in der Minute, welches ist die voraussichtliche Betriebskraft  $P$  und welche Wandstärke muss der Lastcylinder bekommen?

Der Lasthub bestimmt sich aus Gl. 140 auf S. 106 für  $s = \frac{25}{60}$  m Kraftweg zu

$$h = \frac{25}{60} \frac{1,9^2}{7,6} \frac{3,3}{65} = 0,00132 \text{ m} = 1,32 \text{ mm/Sek.}$$

Die voraussichtliche Betriebskraft ist nach Gl. 141 auf S. 106 ausser von den Verhältnissen der Kolben und Hebelarme von dem Werte  $1 + \varphi$  abhängig. Setzen wir denselben gleich dem kleinsten der auf S. 106 angegebenen Grenzwerte, also

$$1 + \varphi = 1,1 \frac{1 + \frac{0,28}{1,9}}{1 - \frac{0,28}{7,6}} \approx 1,3,$$

entsprechend einem Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{1,3} = 0,77,$$

so ergibt sich

$$P = 1,3 \cdot 20000 \frac{1,9^2}{7,6} \frac{3,3}{65} = 82,5 \text{ kg.}$$

Die erforderliche Wandstärke des Lastcylinders



berechnet sich aus der hierfür auf S. 106 zuletzt angegebenen Gleichung mit  $k_z = 1200 \text{ kg/qcm}$ , da

$$D_a = 7,6 \sqrt{\frac{1200 \cdot 7,6^2 \frac{\pi}{4} + 0,4 \cdot 20000}{1200 \cdot 7,6^2 \frac{\pi}{4} - 1,3 \cdot 20000}} = \sim 10,2 \text{ cm}$$

wird, zu

$$\delta = 0,5 (10,2 - 7,6) = 1,3 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt  $\delta = 16 \text{ mm}$ .

### § 28.

#### Dampf-, Transmissions- und elektrische Winden.

Trommelwinden mit Elementarkraftbetrieb können entweder unmittelbar oder unter Einschaltung einer Transmission mit dem sie treibenden Motor verbunden sein. In jenem Falle dient der Motor allein den Zwecken der Winden, weshalb diese auch als Winden mit eigenem Motor bezeichnet werden, in diesem Falle hat der Motor in der Regel auch noch Arbeit für andere Zwecke zu liefern und die Winden werden neben anderen Maschinen durch einen Riementrieb von der Transmissionswelle des Motors angetrieben. Winden mit eigenem Motor nennen wir nach der Art des letzteren kurz Dampf- oder elektrische Winden, Winden mit Riemenantrieb kurz Transmissionswinden.

##### a) Ausführung.

**Dampfwinden** zunächst finden, wie schon auf S. 6 hervorgehoben, zur Zeit nur noch dort Anwendung, wo eine anderen Zwecken dienende Kesselanlage zur Verfügung steht. Es ist dies namentlich auf Grubenanlagen und Dampfschiffen der Fall, wenn zwar auch hier Winden mit elektrischem Antrieb mehr und mehr in Aufnahme kommen. Auf Gruben werden die Dampfwinden zum Einhängen von Maschinen- und anderen Teilen in den Schacht oder zum Ausbau des letzteren benutzt und führen vielfach den Namen Dampfkabel, auf den Dampfschiffen dienen sie vorzugsweise zum Lichten der Anker oder zum Verholen der Schiffe und werden demgemäss als Dampfankerwinde oder Dampfspill bezeichnet. Mitunter findet man auch Dampfwinden mit einem kleinen stehenden Kessel auf einem fahrbaren Untergestell montiert, in welcher Anordnung sie zu Hebezwecken von kürzerer Dauer und an wechselnden Stellen verwendet werden.

Hinsichtlich der allgemeinen Ausführung der Dampfwinden ist zu bemerken, dass die treibende Dampfmaschine mit Rücksicht auf den bei jeder Kurbellage möglichen Anlauf gewöhnlich eine Zwillingsmaschine mit unter  $90^\circ$  versetzten Kurbel ist. Zu der erforderlichen Umsteuerung dient meistens eine Koulisse mit einfachem Muschelschieber. Um die Dampfverluste, welche durch die Eintrittskondensation des Dampfes hervorgerufen werden, zu beschränken, versieht man die Dampfzylinder jetzt auch schon mit Dampfmantel. Die Wellen des Räder-vorgeleges laufen in nachstellbaren Rotgusschalen, die Zahnräder erhalten vielfach Winkelzähne mit Rücksicht auf geringen Verschleiss und geräuschlosen Gang. Als

Bremse verwendet man meistens Bandbremsen, die bei grösseren Lasten mit Holzklötzen versehen sind und durch eine Schraubenspindel angezogen werden.

Die besondere Ausführung einiger Dampfwinden ist aus den Figuren auf Taf. 14, sowie aus Fig. 85 des Textes zu ersehen.

Fig. 1, Taf. 14 zeigt zunächst einen Dampfkabel der Wilhelmshütte, Akt.-Gesellschaft für Maschinenbau und Eisengiesserei in Waldenburg i/Schles., deren die Firma viele in anerkannt guter Ausführung geliefert hat. Als Lastorgan dient ein Drahtseil. Dasselbe ist, um die für grosse Hubhöhen erforderliche sehr breite gewöhnliche Trommel zu vermeiden, abwechselnd um zwei cylindrische Reibungstrommeln mit je 7 Rillen geschlungen und wird daselbst durch die Reibung gehalten, sobald die Spannung im ablaufenden Trum die auf S. 83 bestimmte Grösse

$$S_2 \geq Q \frac{1}{e^{\mu \cdot \pi \cdot x}}$$

hat; gewöhnlich genügt hierzu das Eigengewicht von einigen Metern Seil. Gegenüber der einfachen konoidischen Reibungstrommel bieten die vorliegenden Trommeln den Vorteil, dass der starke Verschleiss des Seiles, der bei jener durch die erforderliche achsiale Verschiebung hervorgerufen wird, hier geringer ausfällt. Die grossen Zapfendrucke, welche die Seilspannungen in den einzelnen Windungen der cylindrischen Reibungstrommeln erzeugen würden, sind durch zwei genau cylindrisch abgedrehte Scheiben  $m$  aufgehoben, welche neben den Trommeln sitzen und sich gegen entsprechende Zwischenscheiben  $m_1$  der vorhergehenden Vorgelegewelle legen. Das Vorgelege selbst ist ein 3faches. Alle Zahnräder sind doppelt vorhanden und in Stahlguss hergestellt. Die Bandbremse ist als Summenbremse mit gleichen Hebelarmen ausgebildet, um gleich stark nach beiden Drehrichtungen bremsen zu können. Das Gestell der Winde ist bis auf die Flächen, welche zur Befestigung des Untersatzes für die Cylinder und Führungen dienen, sowie einiger Bolzenaugen, völlig symmetrisch zu der vertikalen Mitte zwischen den Trommeln gestaltet.

In Fig. 2, Taf. 14 ist weiter eine Dampfankerwinde der Guten Hoffnungshütte in Oberhausen dargestellt. Lose auf der Trommelwelle sitzen hier zwei Kettennüsse  $A$ , die auch Spillkränze genannt werden. Von ihnen ist die eine von der Bug-, die andere von der Notankerkette umschlungen. Soll eine Kettennuss behufs Einholen der zugehörigen Kette von auswärts (Lichten des Ankers) in dem einen oder behufs Aufwinden dieser Kette aus dem im Schiffe befindlichen Kettenkasten in dem anderen Sinne gedreht werden, so muss sie mit dem zugehörigen Zahnrade  $Z_2$ , welches der Trommelwelle aufgekeilt ist, gekuppelt werden. Das geschieht dadurch, dass mit Hilfe der Schraubenmutter  $B$ , deren Arme durch aufgesteckte Hebel verlängert werden können, ein angegossener Bremsring mit konisch abgedrehtem Rotgussfutter  $C$  in den entsprechend ausgebohrtem Kranz des Rades  $Z_2$  gepresst wird. Um eine Rückwärtsdrehung

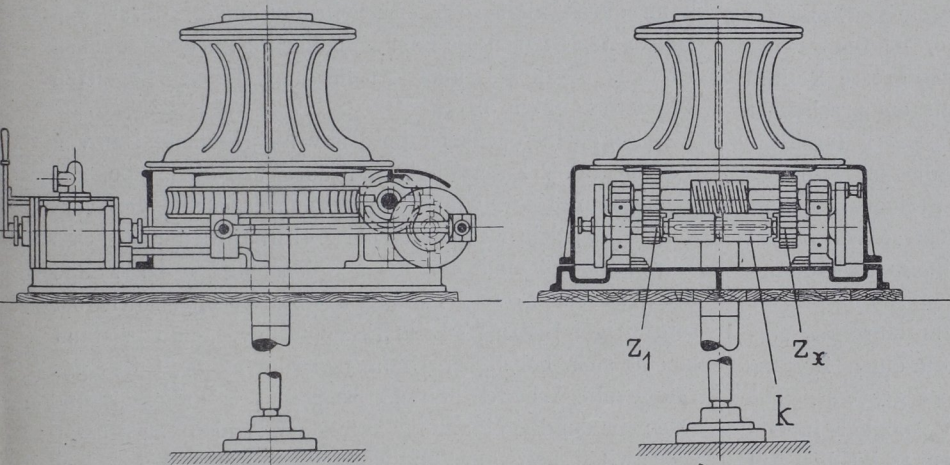


der Kettennuss, wenn der Anker gehoben ist oder das Schiff vor Anker liegt, zu verhüten, ist ein Sperrkranz N mit dem Sperrkegel O angeordnet.

Die Zahnräder  $Z_2$  werden durch die kleinen Räder  $z_2$  auf der Zwischenwelle gedreht; diese kann vermittelt des Vorgeleges  $z_1'$ ,  $z_2'$ ,  $Z_1$  von Hand oder durch das Vorgelege  $z_1$ ,  $Z_1$  von der Kurbelwelle der Dampfmaschine angetrieben werden. Im ersteren Falle ist natürlich  $z_1$  aus dem Rade  $Z_1$  zu rücken.

Beim Herunterlassen des Ankers wird durch Rückwärtsdrehen der Mutter B die Kupplung zwischen der Kettennuss A und dem Zahnrade  $Z_2$  aufgehoben; die Nuss dreht sich dann unter dem Eigengewicht der Kette und des Ankers. Die Enden der Kettennusswelle tragen noch zwei Spilltrommeln, die in der Figur nicht angegeben sind.

Fig. 85.



Die Zwillingmaschine hat 160 mm Cylinderbohrung und 200 mm Hub. Die Dampfverteilung für einen jeden Cylinder wird durch einen einfachen Muschelschieber bewirkt. Die Rohrleitungen x und y sind dabei mit einem Steuerapparat M verbunden, in den der frische Dampf zunächst eintritt und dessen Schieber S durch einen Handhebel über drei Kanäle I, II und III geschoben werden kann. Schliesst der Schieber die beiden äusseren Kanäle I und III ab, so kann kein Dampf in die Cylinder und die Maschine steht still. Wird aber der Kanal I vom Schieber geöffnet, so tritt der frische Dampf durch die Rohre x hinter die Kolben, während der Auspuffdampf durch die Rohre y, die Kanäle III und II, sowie eine an den Stutzen s anschliessende Leitung ins Freie geleitet wird. Andererseits strömt, sobald der Kanal III durch den Schieber freigegeben wird, der frische Dampf durch die Rohre y hinter die Kolben, dreht also die Maschine entgegengesetzt wie im vorigen Falle herum, während der gebrauchte Dampf durch x, I, II und s ins Freie gelangt.

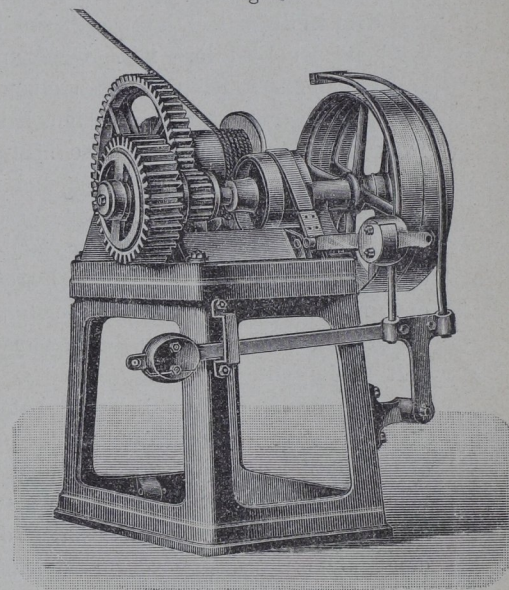
Ein Dampfspill schliesslich, wie es von M. Achgelis Söhne in Geestemünde für den Reichspostdampfer

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

„Neckar“ geliefert wurde, ist durch Fig. 85<sup>1)</sup> des Textes wiedergegeben. Die vertikale Spillwelle steht durch Schneckenrad und Schnecke mit einer horizontalen Zwischenwelle in Verbindung, und diese wiederum kann in doppelter Weise, je nachdem nämlich die Klauenkupplung k das Rad  $z_1$  oder  $z_x$  mit der Kurbelwelle verbindet, von der letzteren angetrieben werden.

**Transmissionswinden** finden vorzugsweise noch im Aufzugbau Verwendung. Dort sind sie aber fast stets mit besonderen Vorrichtungen versehen, welche der Betrieb der Aufzüge notwendig macht, wie Umsteuerungen, selbstthätige Abstellvorrichtungen in den Endlagen des Korbes usw. Hier handelt es sich um Transmissionswinden einfachster Art, die sowohl zum Heben blosser Lasten als auch solcher in Förderschalen einfacher Aufzugsvorrichtungen benutzt werden, wo die erwähnten

Fig. 86.



Sondervorrichtungen nicht erforderlich sind. Die Ausführung dieser Winden geschieht in dreifacher Weise je nach der Art des Vorgeleges, das in Zahnrädern, Reibungsrädern oder Schnecke mit Schneckenrad, erforderlichen Falles auch in einer Verbindung zweier derselben, bestehen kann.

Fig. 3, Taf. 9 zeigt zunächst eine Transmissionswinde mit einfachem Zahnradvorgelege von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha. Die Einrichtung derselben ist im wesentlichen dieselbe wie bei den auf S. 82 beschriebenen Handwinden der Firma. Als Lastorgan dient auch hier eine kalibrierte Gliederkette, die zur Beschränkung des Lastarmes bei unbegrenzter Förderhöhe über eine Kettennuss läuft. Der Antriebsriemen verlangt, da das Zahnradvorgelege  $z_1$ ,  $Z_1$  nicht ausgerückt werden kann, neben der Festscheibe für den Hochgang noch eine Losscheibe für den Stillstand und Niedergang der Lastkette. Zum Stützen der Last dient die auf S. 94 erwähnte Sperrradbremse von Henkel. Durch Hochheben

1) Nach der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1902, S. 3.



also die gebremste Last still. Beim Niederziehen des Handgriffes wird die Scheibe B gelüftet, und die Last kann niedergehen, wobei die Centrifugalbremse C auf der 1. Zwischenwelle die Senkgeschwindigkeit reguliert. Soll der Motor leer anlaufen, so muss der Handgriff des Hebels  $H_2$  seine Mittellage einnehmen; die Scheibe B berührt dann weder den Kranz des Rades  $Z_1$  noch die Holzbacken im Ständer A. Um die Last zu heben, ist schliesslich der Handgriff von  $H_2$  ganz nach unten zu drücken.

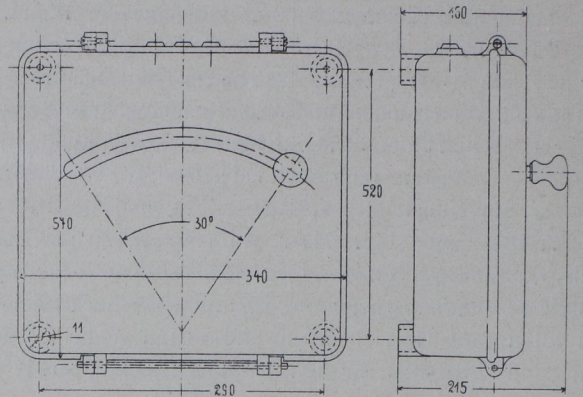
Die Firma baut die vorliegenden Winden für 1000, 1500, 2000 und 3000 kg Last. In den meisten Fällen braucht der Elektromotor nur für eine Drehrichtung eingerichtet zu sein; wenn erforderlich, kann aber auch doppelte Drehrichtung vorgesehen werden.

Fig. 1, Taf. 17 giebt eine fahrbare elektrische Kohlenwinde der Gebr. Burgdorf von 100 kg Tragkraft und für belasteten Anlauf des Motors. Das Vorgelege besteht aus einem doppelten Zahnradpaar. Die Wellen desselben laufen in Ringschmierlagern, welche den Seitenblechen des Windengestelles eingesetzt sind. Diese bilden mit einem kräftigen gusseisernen Rahmen das Oberteil der Winde, das auf dem fahrbaren Unterteil gedreht und durch Handschrauben in der gewünschten Richtung eingestellt werden kann. Zur leichteren Drehung ruht das Oberteil auf Kugeln, die in einer Rille des Unterteiles gelagert sind. Als Motor diente in einem Falle ein Drehstrommotor der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin von 7,5 PS bei 1500minutlichen Umdrehungen. Da die betreffende Centrale gross genug war, um einen Motor mit Kurzschlussanker verwenden zu können, so war auch hier nur ein einfacher Schalthebel zum Ein- und Ausrücken vorgesehen. Als Trommel besitzt die Winde zwei Spillköpfe. Dieselben machen eine Bremse unnötig, da wie bei den Handwinden auf S. 83 erwähnt, das Senken der Last durch einfaches Loslassen des ablaufenden Seiltrumes bewirkt werden kann.

In Fig. 2, Taf. 17 ist endlich eine elektrische Kohlenwinde mit Schnecke und Schneckenrad dargestellt, welche dieselbe Firma im Auftrage der Hanseatischen Elektricitäts-Gesellschaft Siemens & Halske, G. m. b. H., in Hamburg für das Linienschiff „Kaiser Karl der Grosse“ lieferte. Die Schnecke ist des besseren Wirkungsgrades wegen zweigängig und bildet mit ihrer Welle, welche zugleich die Ankerwelle des Motors ist, ein Stück. Der letztere ist ein Nebenschlussmotor, der 10 PS bei 1150 Umdrehungen in der Minute leistet und direkt an das Gehäuse geschraubt ist. Die Schneckenwelle läuft in Ringschmierlagern und nimmt den vom Schneckenrade in ihrer Längsachse ausgeübten Druck in zwei Kugellagern auf, die zu beiden Seiten des einen Halslagers angeordnet sind. Das Schneckenrad hat einen Zahnkranz aus Phosphorbronze und läuft mit der Schnecke im Ölbad. Das vollständig geschlossene Gehäuse hält Schmutz und Staub ab. Der Anlasser, wie ihn Fig. 87 zeigt, ist für belasteten Anlauf eingerichtet und ein gewöhnlicher Handanlasser. Die als Trommel dienenden Spillköpfe machen eine Bremse unnötig.

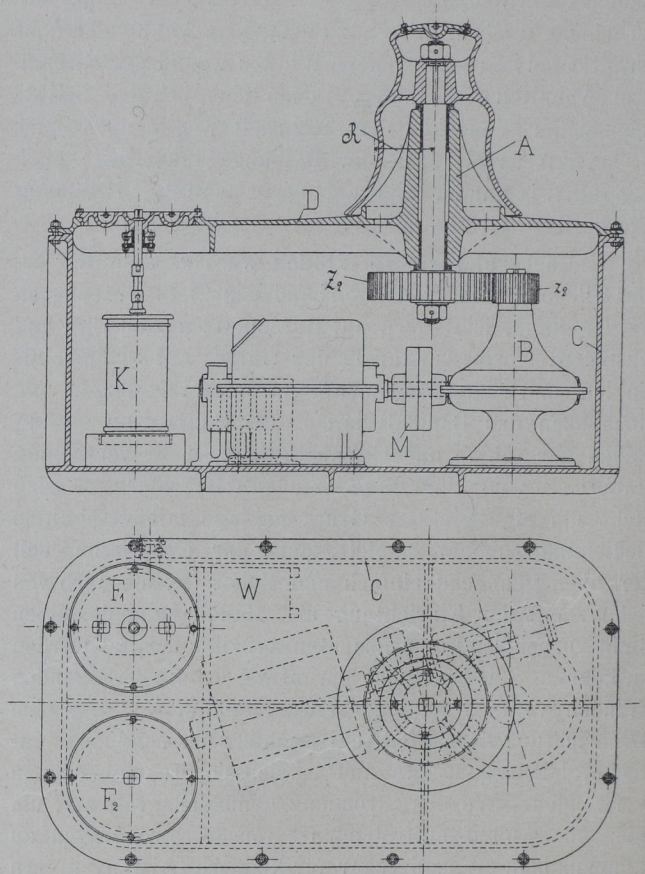
Elektrische Spillwinden erhalten als Vorgelege auch in der Regel eine Schnecke mit Schneckenrad. Die erstere wird wieder wegen der geringeren Arbeits-

Fig. 87.



verluste zweigängig gemacht und bildet mit ihrer Welle die Verlängerung der Motorwelle, das Schneckenrad mit Bronzeshn und Gusseisen- oder Stahlgusskreuz sitzt auf der Welle der vertikalen Spilltrommel. Fig. 1, Taf. 16 giebt die Ausführung eines solchen Spills von der Jünkerather Gewerkschaft in Jünkerath, Fig. 88

Fig. 88.



des Textes eine solche der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin. In Fig. 1, Taf. 16 ist als Vorgelege nur ein Schneckentrieb verwendet, in Fig. 88



des Textes ausser diesem noch ein Zahnradpaar, was bei 2000 kg Zugkraft an der Trommel und den üblichen Geschwindigkeiten nötig wird. Bezüglich der Ausführung dieser beiden Spills ist das Folgende zu bemerken.

Die Spilltrommel ist in Fig. 1, Taf. 16 ein-, in Fig. 88 des Textes zweihäufig. Im letzteren Falle dient der untere, grössere Teil der Trommel für gewöhnlich zur Aufwicklung des Drahtseiles bei normaler Geschwindigkeit, der obere, kleinere Teil wird nur dann dazu benutzt, wenn bei entsprechend geringerer Geschwindigkeit eine höhere Zugkraft ausgeübt werden soll. Löst man (nach dem Abheben eines kleinen Verschlussdeckels in Fig. 88) die obere Mutter der vertikalen Trommelwelle, so kann die Spilltrommel von ihrer Welle abgezogen werden. Die beiden Rotgusslager der letzteren befinden sich in Fig. 1, Taf. 16 in dem Aufsatz A eines runden Gestelles B, welches das Ölbad für das Schneckengetriebe, sowie die beiden Halslager für die Schneckenwelle enthält. Von diesen ist das eine mit Weissmetall ausgegossen und mit der erforderlichen Kugellagerung zur Aufnahme des axialen Druckes versehen, das andere als Stopfbuchse ausgebildet. In Fig. 88 des Textes dagegen ist der Aufsatz A dem Deckel D des nachher erwähnten Gehäuses C aufgegossen, während das Schneckenrad mit dem Ölbad, den Lagern der Zwischen- und Schneckenwelle von dem Gehäuse B aufgenommen wird. Die Motorwelle ist in beiden Figuren durch eine nachgiebige Kupplung M mit der Schneckenwelle verbunden, das ganze Getriebe einschliesslich des Motors und der Steuerungsteile endlich in einem Gehäuse C untergebracht, das aus einem Stück gegossen ist und mit seinen starken, durch Rippen genügend versteiften Wandungen einen sicheren Schutz gegen das Eindringen von Feuchtigkeit bietet. Der obere Deckel D des Gehäuses, der durch Schrauben und Gummizwischenlage wasserdicht aufgesetzt ist, besitzt zwei Öffnungen  $F_1$  und  $F_2$ , durch welche man zum Getriebe, dem Motor und den Steuerungsteilen gelangen kann, um diese nachzusehen und zu reinigen. Das Gehäuse C wird je nach dem Erdreich, in dem es aufgestellt werden muss, direkt in ein leichteres oder schwereres Fundament eingemauert. Eine besondere Verankerung ist nicht erforderlich.

Als Motor der elektrischen Spills kommen Hauptstrom-, Nebenschluss- und Drehstrommotoren zur Verwendung. Da aber beim Anziehen der Wagen und Schiffe eine bedeutend grössere Zugkraft als während der eigentlichen Fahrt ausgeübt werden muss, jenes auch mit geringerer Geschwindigkeit als diese vor sich gehen soll, so sind die auf S. 15 u. 16 erwähnten Eigenschaften des Hauptstrommotors, nämlich eine grosse Anzugskraft zu entwickeln und mit abnehmender Zugkraft schneller zu laufen, hier besonders wertvoll; der Hauptstrommotor ist deshalb für den Antrieb elektrischer Spills als besonders geeignet anzusehen. Allerdings müssen die Steuerungsteile solcher Hauptstrommotoren nicht nur genügend widerstandsfähig und betriebssicher sein, sondern sich vor allen Dingen auch leicht bedienen lassen, da sonst die Gefahr vorliegt, dass der Motor mit dem Spill beim

Abwerfen des Seiles durchgeht. Mit Rücksicht hierauf ordnet man wohl eine kräftige Bremse an oder versieht den Hauptstrommotor mit Kurzschlussbremsung, wie sie im nächsten Abschnitt bei den elektrischen Lauf- und Drehkränen näher beschrieben ist.

Die Steuerungsteile, bestehend aus Anlasser und Widerstand, werden gewöhnlich in dem Gehäuse der Spills selbst untergebracht, seltener findet man sie an einem besonderen Ort in der Nähe des Spills aufgestellt. Von den verschiedenen Anlassern sei hier zunächst der in Fig. 89 des Textes dargestellte Kontroller der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin erwähnt; Fig. 90 des Textes giebt das Schaltungsschema desselben. Der Kontroller besteht in der Hauptsache aus einer vertikalen Walze, der verschiedene Kontaktstücke aufgesetzt sind. Durch Drehen der Walze vermittelt einer Kurbel werden diese Kontaktstücke mit bestimmten Kontaktfingern in Berührung gebracht und so die den Zwecken des Motors dienenden Schaltungen hergestellt. In Fig. 90 bezeichnen  $K_0, K_1 \dots K_4, k_1, k_2 \dots k_9$  die einzelnen Kontaktstücke in der Abwicklung,  $A_0, A_1 \dots A_4, a_1, a_2 \dots a_9$  die feststehenden Kontaktfinger. Die Kontaktstücke sind doppelt vorhanden, da der Motor nach beiden Richtungen umlaufen muss.  $K_0, K_1 \dots K_4$  bezw.  $K_0', K_1' \dots K_4'$  bewirken in Verbindung mit  $A_0, A_1 \dots A_4$  die Umschaltung,  $k_1, k_2 \dots k_9$  bezw.  $k_1', k_2' \dots k_9'$  im Verein mit  $a_1, a_2 \dots a_9$  die Widerstandsschaltung. Denkt man die Walze des Kontrollers so gedreht, dass die Abwicklung in Fig. 90 aus der dargestellten Mittellage nach rechts verschoben wird, so treten zunächst die Kontaktstücke  $K_0, K_1 \dots K_4$  und  $k_1$  mit den entsprechenden Fingern  $A_0, A_1 \dots A_4$  und  $a_1$  in Berührung. Der Strom tritt nun aus der  $+$ Leitung durch den Finger  $A_0$  in das Kontaktstück  $K_0$  und, da dieses mit  $K_1$  verbunden ist, weiter in den Finger  $A_1$ . Von hier geht der Strom durch den Anker M des Motors über  $A_2, K_2, K_3, A_3$  zum Finger  $a_9$  und fliesst nun durch die sämtlichen Widerstände  $w_8, w_7 \dots w_1$ , die zwischen die Finger  $a_9, a_8 \dots a_1$  geschaltet und in einem besonderen Kasten W (Fig. 88 des Textes) untergebracht sind. Weiter gelangt der Strom durch  $k_1, K_4$  zum Finger  $A_4$ , von wo aus er durch die Magnetwicklung F des Motors zur  $-$ Leitung des Netzes zurückgeht. Bei weiterer Drehung der Walze bezw. Verschiebung der Abwicklung nach rechts bleibt die Berührung der Kontaktstücke  $K_0, K_1 \dots K_4$  mit ihren Fingern bestehen, nur kommt, wenn die Berührung von  $k_1$  mit  $a_1$  aufhört, der Reihe nach  $k_2$  mit  $a_2$ , dann  $k_3$  mit  $a_3$  und endlich  $k_9$  mit  $a_9$  zusammen, und es werden ebenso der Reihe nach die Widerstände  $w_1, w_2 \dots w_8$  ausgeschaltet, indem der von  $a_9$  kommende Strom durch den Finger, auf dem gerade ein Kontaktstück steht, über dieses letztere und die darunter befindlichen und mit ihm verbundenen Stücke nach  $K_4$  geht. Berührt das oberste Stück  $k_9$  seinen Finger, so ist der ganze Widerstand ausgeschaltet.

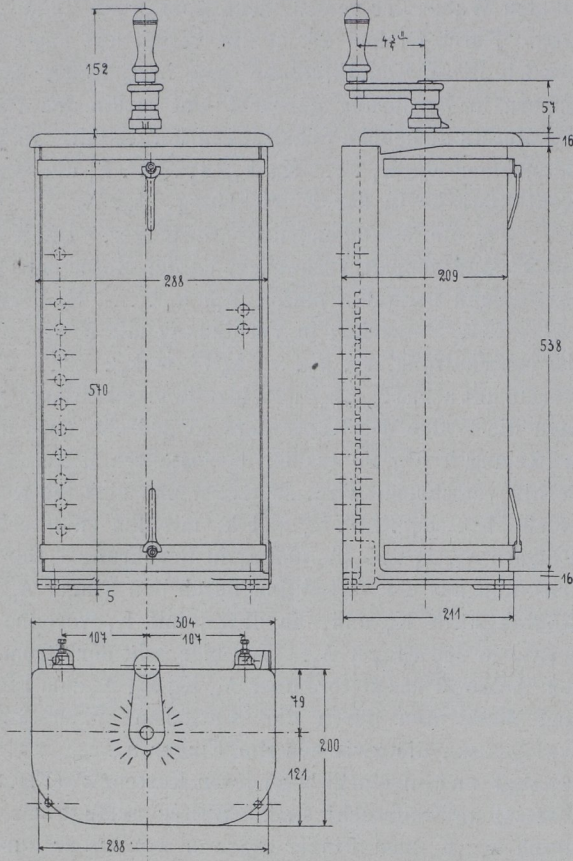
Bei entgegengesetzter Drehung der Kontrollerwalze, welche einer Verschiebung der Abwicklung in Fig. 90 aus ihrer Mittellage nach links gleichkommt, bleibt der



Vorgang derselbe, nur wird, da die untere Schiene  $K_0'$  hier mit  $K_3'$  und  $K_1'$  mit  $K_3$  verbunden ist, der Motoranker in umgekehrter Richtung wie im vorigen Falle vom Strom durchflossen, was eine Umkehrung der Drehrichtung des Ankers zur Folge hat. Beim Abstellen des Motors werden zuerst die Widerstände der Reihe nach wieder vorgeschaltet, und dann erst wird der Strom unterbrochen.

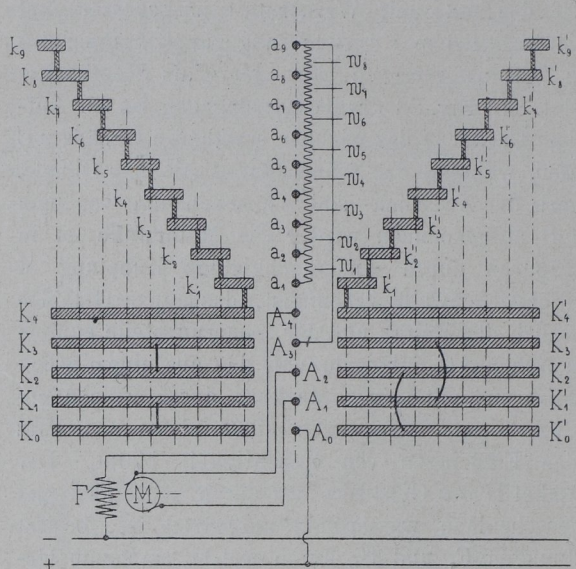
Für alle Kontakte ist bei den vorliegenden Anlassern elektromagnetische Funkenlöschung vorgesehen, da an den einzelnen Kontaktstellen beim Auslösen ziemliche Energiemengen frei werden. Die Wirkung dieser Funkenlöschung

Fig. 89.



Die Esslinger Maschinenfabrik, Abteilung für Elektrotechnik in Cannstadt, benutzt zur Steuerung der elektrischen Spills einen Anlasser mit Kohlenkontakten nach Fig. 91 des Textes. Durch Drehen der steilgängigen Schraubenspindel  $S$  vermittelt eines auf derselben angebrachten Handrades wird hier der Hebel  $H_1$  gehoben. Derselbe enthält die Kohlenkontaktstücke  $k_1, k_2 \dots k_8$ . Ehe das erste von ihnen den federnd befestigten Kohlenstift  $a_1$  berührt, hat eine in der Figur nicht angedeutete Spiralfeder das Ende  $A_2$  des Armes  $H_2$ , der um  $A_3$  drehbar ist und durch die Aufwärtsbewegung der Stütze  $b$  am Hebel  $H_1$  freigegeben wird, in Berührung mit  $A_1$  gebracht.

Fig. 90.



beruht, wie schon auf S. 15 erwähnt, darauf, dass der überspringende Funke durch ein zu ihm senkrechtes Kraftlinienfeld zur Seite gedrängt und durch den mit der Länge des Lichtbogens wachsenden Widerstand zum Erlöschen gebracht wird. Zur Erzeugung des genannten Kraftlinienfeldes wird der Hauptstrom des Motors durch eine Magnetspule geschickt, welche einen Kraftlinienfluss durch einen sich in der Luft schliessenden Weg treibt<sup>1)</sup>. Ist der Anlasser im Gehäuse des Spills untergebracht, so geht die Achse der Kontaktwalze, wie Fig. 88 des Textes zeigt, durch eine Stopfbuchse des Gehäusedeckels und nimmt hier in einer Verlängerung die Kurbel zum Drehen der Walze auf.

Der Strom geht dann von dem + Leiter des Netzes durch den Anker  $M$  des Motors, die Feldwicklung  $F$  desselben nach  $A_4$  und von hieraus durch die sämtlichen Widerstände  $w_7 \dots w_2, w_1$  über  $A_5, A_3, A_2, A_1$  nach dem - Leiter zurück. Kurz darauf trifft  $k_1$  auf  $a_1$  und dann der Reihe nach  $k_2$  auf  $a_2$  usw., wodurch nacheinander die Widerstände  $w_1, w_2$  usw. ausgeschaltet werden. Liegt  $k_8$  an  $a_8$ , so ist der ganze Widerstand ausgeschaltet. Beim Abstellen des Motors werden diese einzelnen Widerstände der Reihe nach wieder vorgeschaltet und schliesslich auch der Strom durch den von der Stütze  $b$  schnell nach unten bewegten Arm  $H_2$  bei  $A_1$  unterbrochen. Die Kohlenkontakte ertragen ohne Gefahr den beim schnellen Abziehen des Hebels  $H_1$  entstehenden Lichtbogen.

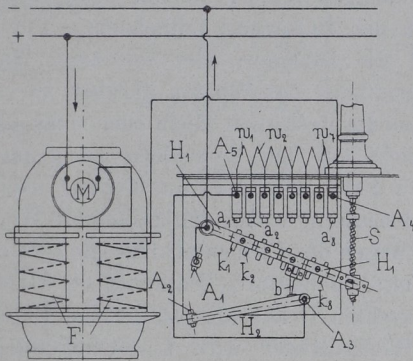
Eine elektrische Winde mit Friktions- und Zahnradvorgelege nach der Ausführung von Alfred Gutmann

1) Näheres hierüber s. Zeitschrift des Ver. deutsch Ingenieure, Jahrgang 1900, S. 271.



in Altona zeigt zum Schluss noch Fig. 1, Taf. 15. Die eigentliche Winde ist wie die auf S. 110 beschriebene Transmissionswinde (Fig. 3, Taf. 15) eingerichtet und hat ein Keil- und Zahnräderpaar als Vorgelege. Das letztere, sowie das grosse Keilrad sind ausrückbar durch den Steuerhebel H. Die Welle des kleinen Keilrades ist durch ein zweites Räderpaar  $z_1, Z_1$  und eine elastische Kupplung M mit der Motorwelle verbunden; das kleine Rad  $z_1$  hat ferner Rohhautzähne. Der Motor ist ein Nebenschlussmotor von 6 PS Leistung bei  $n = 1280$  minutlichen Um-

Fig. 91.



drehungen. Da die Last an der Trommel 300 kg bei 0,9 m/Sek. Geschwindigkeit beträgt, so ist der Wirkungsgrad der Winde nach Hauptgl. VI, S. 23, nur zu

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{Q \cdot w}{75 N} = \frac{300 \cdot 0,9}{75 \cdot 6} = 0,6$$

angenommen. Der Motor ist also hinreichend stark, was auch mit Rücksicht darauf geboten ist, dass die Winde zum Fördern beladener Wagen auf geneigter Bahn dient und deshalb der Widerstand beim Anziehen bedeutend grösser als während der Fahrt ist. Eine Centrifugalbremse B auf der Zwischenwelle reguliert den Niedergang der leeren Wagen, wobei der Motor und das Vorgelege bis zum grossen Keilrade hin abgeschaltet wird.

**b) Berechnung.**

Die Seil- oder Ketteneisenstärke  $\Delta$ , sowie der Trommelradius R, soweit dieser nicht der Berichtigung bei der späteren Berechnung des Umsetzungsverhältnisses des Vorgeleges nach Gl. 143a u. b bedarf, folgen auch hier aus den Angaben in § 18 bis 20.

Zu wählen hat man dann bei der vorliegenden Berechnung zunächst die Lastgeschwindigkeit  $w$ . Die Ausführungen weisen natürlich sehr verschiedene Werte von  $w$  auf, und deshalb sind die nachstehenden Angaben nur Mittelwerte, die nach den besonderen Zwecken, denen die Winde zu dienen hat, und je nachdem die Hubhöhe gross oder klein ist, entsprechend zu vergrössern oder zu verkleinern sind.

Bei Dampfwinden für

- Q = 1000 kg . . . . w = 0,15 m/Sek.,
- Q = 2000 kg . . . . w = 0,13 m/Sek.,
- Q = 3000 kg . . . . w = 0,1 m/Sek.,
- Q = 5000 kg . . . . w = 0,05 m/Sek.,

bei Transmissionswinden

- Q = 300 kg . . . . . w = 0,35 m/Sek.,
- Q = 400 bis 600 kg . . . . w = 0,275 m/Sek.,
- Q = 700 bis 1000 kg . . . . w = 0,225 m/Sek.,
- Q = 1000 bis 1500 kg . . . . w = 0,185 m/Sek.,
- Q = 1600 bis 1900 kg . . . . w = 0,166 m/Sek.,
- Q = 2000 bis 3000 kg . . . . w = 0,125 m/Sek.

Bei den elektrischen Winden zeigen die Ausführungen mit leerem Anlauf und darauf folgender Mitnahme des belasteten Vorgeleges durch Reibungskupplung oder Reibungsräder nur wenig grössere Geschwindigkeiten als die gleich belasteten Transmissionswinden. Bei belastetem Anlauf und namentlich genügend grosser Förderhöhe trifft man aber viel grössere Werte, nämlich im Mittel für

- Q = 500 kg . . . . w = 2 m/Sek.,
- Q = 1000 kg . . . . w = 1,5 m/Sek.,
- Q = 2000 kg . . . . w = 1 m/Sek.

Elektrische Spills von 700 bis 800 kg Zugkraft entwickeln beim Anzug  $w = 0,4$  bis 0,8 m/Sek. Geschwindigkeit, während der Fahrt ungefähr doppelt so viel.

Mit Hilfe der Geschwindigkeit  $w$  ergibt sich nun aus Hauptgl. VI auf S. 23 die zum Heben der Maximallast erforderliche Leistung N in PS, sobald der Faktor  $1 + \varphi$  für die Nebenhindernisse geschätzt ist. Als Anhalt hierfür können die bei den Trommelwinden mit Handbetrieb auf S. 84 gemachten Angaben auch hier dienen. Von der Leistung N sind bei Dampf- und elektrischen Winden die Abmessungen des Motors, bei Transmissionswinden die des Riemens abhängig.

Bei Dampfwinden lassen sich die Dimensionen der Zwillingsmaschine in bekannter Weise ermitteln, sobald die für die Maximallast in Frage kommende kleinste Dampfeintrittsspannung gegeben und die mittlere Kolbengeschwindigkeit, sowie die Umdrehungszahl gewählt ist; die letztere beträgt gewöhnlich

$$n = 100 \text{ bis } 200 \text{ i. d. Minute.}$$

Bei elektrischen Winden ergeben die Preislisten der betreffenden Firmen die Abmessungen des Elektromotors, soweit sie für den Entwurf nötig sind, sowie die Umdrehungszahl desselben unmittelbar, wenn die Spannung festliegt und die Frage bezüglich der Zahl der Polpaare, sowie der sonstigen Bauart des Motors entschieden ist.

Bei Transmissionswinden endlich folgt die Dicke  $\delta$  und Breite  $\beta$  des Riemens, nachdem für die Riemscheibe an der Winde der Radius zu

$$a = 175 \text{ bis } 300 \text{ mm}$$

und die Umdrehungszahl zu

- $n = 75$  bis 150 bei Zahnrädervorgelege,
- $n = 150$  bis 300 bei Keilrädervorgelege,
- $n = 250$  bis 350 (400) bei Schnecke und Schneckenrad

gewählt ist, aus

$$\delta \cdot \beta = \frac{P}{k} = 71620 \frac{N}{a \cdot n \cdot k} \dots \dots 142$$

mit  $\delta = 0,4$  bis 0,7 cm und  $k = 12$  bis 15 kg/qcm.

Zur Bestimmung des erforderlichen Übersetzungsverhältnisses des Vorgeleges kann weiter die Gl. 49



und 52 auf S. 37 bzw. 38 benutzt werden, welche mit

$$c = \frac{2a\pi \cdot n}{60} \quad \begin{matrix} R & z \\ a & z \end{matrix}$$

für Zahn- und Reibungsräder in

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right) = \frac{R\pi \cdot n}{30w} = \frac{c}{w} \quad 143a$$

für Schnecke und Schneckenrad in

$$\left(\frac{Z_1}{m}\right) = \frac{R\pi \cdot n}{30w} \quad 143b$$

mit R in Metern übergeht. Das berechnete Verhältnis

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

ist nun, wie schon bei den Winden mit Handbetrieb angegeben, in soviel Faktoren zu zerlegen, als Räderpaare genommen werden sollen, wobei die Übersetzung des einzelnen Räderpaares nicht grösser als 8 oder ausnahmsweise 10 sein darf. Mit der Zähnezah der kleinen Räder, die man hier zweckmässig nicht unter 12 bis 15 nimmt, folgt dann auch die Zähnezah der grossen Räder; bei Schneckenrieben ergibt sich die Zähnezah  $Z_1$  des Rades mit Hilfe der Gangzahl m der Schnecke.

Es bedarf natürlich in jedem Falle der besonderen Überlegung des Konstrukteurs, wie die Grössen R, w und n zu berichtigen sind, damit die Rechnung passende Resultate für die Ausführung ergibt.

Bei Dampfwinden ist ferner zu kontrollieren, ob der Dampfdruck auf den einen Kolben der Zwillingsmaschine bei der Totlage des anderen im stande ist, die Maximallast anzuheben; das hierfür erforderliche Drehmoment im Beharrungszustande

$$M_d = 71620 \frac{N}{n}$$

muss für den Anlauf genügend unter dem Moment des fraglichen Dampfdruckes bleiben.

Von den Zahnrädern der Trommelwinden mit Elementarkraftbetrieb sind diejenigen, welche einer mehr oder weniger dauernden Drehung und Kraftübertragung unterliegen, schon als Arbeitsräder in dem Sinne v. Bachs anzusehen. Bei der Berechnung ihrer Teilung ist deshalb nicht nur der Festigkeit der Zähne zu genügen, sondern vorwiegend darauf Rücksicht zu nehmen, dass der Verschleiss innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt. Für den letzteren Umstand gilt mit

b als Zahnbreite und

t als Zahnteilung, sowie

k als Erfahrungskoeffizient für die zulässige Flächenpressung

die Beziehung

$$P = k \cdot b \cdot t,$$

aus der für  $P = \frac{M_d}{r} = \frac{2\pi \cdot M_d}{z \cdot t}$  mit  $M_d$  als zu übertragendes Drehmoment

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot M_d}{z \cdot k} \frac{t}{b}} \quad 144$$

folgt. Für Gusseisenzähne kann bei n minutlichen Umdrehungen eines Rades und bezogen auf cm nach v. Bach<sup>1)</sup>

1) S. „v. Bach, Die Maschinen-Elemente“, Verlag von Adolf Bergsträsser, Stuttgart.

$$k = 20 - \sqrt{n}$$

gesetzt werden. Die Zahnweite b ist gewöhnlich 2,5t bis 3,5t. Stahlgusszähne können in der Teilung um ein Drittel schwächer als die entsprechenden Gusseisenzähne gehalten werden. Für  $M_d$  gelten die auf S. 85 angegebenen Werte mit

$$P \cdot a = 71620 \frac{N}{n}$$

Die der Trommel näheren Räder der vorliegenden Winden unterliegen der obigen Bedingung wegen ihrer geringen Umdrehungszahlen weniger; das Gleiche gilt für alle diejenigen Räder, die nur beim Lastheben und -senken an der Bewegung teilnehmen. Für alle diese Räder hat die häufigere oder seltenere, längere oder kürzere Benutzung der Winden darüber zu entscheiden, ob die Zähne der Festigkeit allein oder mehr oder weniger der Rücksicht auf den Verschleiss zu genügen haben. Im ersteren Falle wird man die Teilung nach Gl. 118a auf S. 85 bemessen, wobei den grösseren Werten dieser Gleichung wegen des Elementarkraftbetriebes der Vorzug zu geben ist; im letzteren Falle ist die Gl. 144 bis zu dem gewünschten Grade als massgebend zu erachten.

Für Rohhauträder wird  $k = 4$  bis 8 kg/qcm und noch mehr als zulässig angegeben.

Bei Schneckenrädern, wo den Gl. 113a u. b auf S. 75 wieder hinsichtlich der Grösse des Zahnfeldes zu genügen ist und b die Breite am Zahnfusse bezeichnet, findet man, wenn die Schnecke wie gewöhnlich aus Flussstahl, die Zähne des Rades aus Bronze bestehen,  $k = 30$  bis 40 kg/qcm.  $M_d$  ist hier gleich  $(1 + \varphi_t) Q \cdot R$ .

Für Keilräder bestimmt sich die Kraft N, mit welcher dieselben senkrecht zu ihren Wellen gegeneinander gepresst werden müssen, damit sie die Umfangskraft

$D = \frac{M_d}{r}$  übertragen, in derselben Weise, wie dies auf S. 91 für die entsprechende Backenbremse gezeigt ist, nämlich zu

$$N \geq D \left( \frac{\sin \beta}{\mu} + \cos \beta \right).$$

Gewöhnlich setzt man  $\mu$  der Sicherheit wegen nur gleich 0,1 für die trockenen Laufflächen. Der Keilwinkel  $2\beta$  beträgt 20 bis 30°. Hiermit ergibt sich für

$$2\beta = 20^\circ \dots N \geq 2,72 D,$$

$$2\beta = 25^\circ \dots N \geq 3,14 D,$$

$$2\beta = 30^\circ \dots N \geq 3,55 D.$$

Für die Zahl der Keilrillen, welche die Kraft D verlangt, setzt v. Bach mit Rücksicht auf die zulässige Flächenpressung in den Rillen für die meist gebräuchlichen Verhältnisse der letzteren

$$z = \frac{1}{18} D \text{ bis } \frac{1}{30} D.$$

Da aber selten mehr als 5 bis 6 Rillen angeordnet werden, so findet man z in der Praxis für grössere Kräfte meistens kleiner, die Flächenpressung also höher genommen.

Die Wellen der vorliegenden Winden können, wenn die Räder in der Nähe der Lager sitzen und keine besonderen Kräfte einwirken, wieder auf Verdrehung allein



bei einem 20 prozentigen Zuschlag für die Biegebungsbeanspruchung berechnet werden. Es gilt dann die Gl. 119 auf S. 85, in welche wir aber wegen der Schwankungen, denen das Drehmoment bei Elementarkraftbetrieb unterworfen ist,

$$k_d = 160 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,}$$

$$k_d = 280 \text{ kg/qcm für Flusseisen,}$$

$$k_d = 400 \text{ kg/qcm für Flusstahl}$$

setzen. Mit diesen Werten folgt für den Durchmesser der Wellen aus

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schweisseisen} \\ \text{Flusseisen} \\ \text{Flusstahl} \end{array} \right\} \begin{array}{l} d = 0,38 \sqrt[3]{M_d} \\ d = 0,31 \sqrt[3]{M_d} \\ d = 0,28 \sqrt[3]{M_d} \end{array} \dots \dots \dots 145$$

Für alle Wellen dagegen, bei denen die Räder und Scheiben nicht in der Nähe der Lager sitzen oder die durch besondere Kräfte stark auf Biegung beansprucht werden, ist der Durchmesser nach Gl. 120 auf S. 86 mit den dort angegebenen Werten von  $k_b$  zu berechnen.

Für die Kugellager der Schneckenwellen kann nach den Versuchen von Stribeck<sup>1)</sup> die Belastung einer Kugel vom Durchmesser  $\delta_0$  zu

$$p = 3\delta_0^2 \text{ bis } 5\delta_0^2 \text{ } (\delta_0 \text{ in Achtelzoll engl.)}$$

oder

$$p = 30\delta_0^2 \text{ bis } 50\delta_0^2 \text{ } (\delta_0 \text{ in cm})$$

für ebene, kegelförmige und cylindrische Laufflächen angenommen werden. Für Laufrinnen, deren Krümmungsradius  $0,65\delta_0$  (wie in Fig. 58 auf S. 58) ist, soll nach anderen Angaben

$$p = 100\delta_0^2 \text{ } (\delta_0 \text{ in cm})$$

zulässig sein. Der achsiale Druck, den die Schneckenwelle auf die Kugeln ausübt, berechnet sich annähernd zu

$$D_0 = \frac{M_d}{r_1 \cdot \text{tg}(\alpha + \rho)}$$

mit

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} \text{ als Drehmoment der Schneckenwelle,}$$

$r_1$  als mittlerem Radius,

$\alpha$  als mittlerem Steigungswinkel der Schneckengänge und

$\rho = 6^\circ$  als Reibungswinkel.

Bei gleichmässiger Verteilung des Druckes  $D_0$  auf die sämtlichen Kugeln eines Lagers würde die erforderliche Zahl der Kugeln sich aus

$$z = \frac{D_0}{p}$$

ergeben. Nach den Versuchen von Stribeck an Traglagern war

$$D_0 = \frac{z \cdot p}{5},$$

1) S. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 1421.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

also

$$z = \frac{5 D_0}{p}$$

$z$  beträgt gewöhnlich 10 bis 18 für einen Laufring.

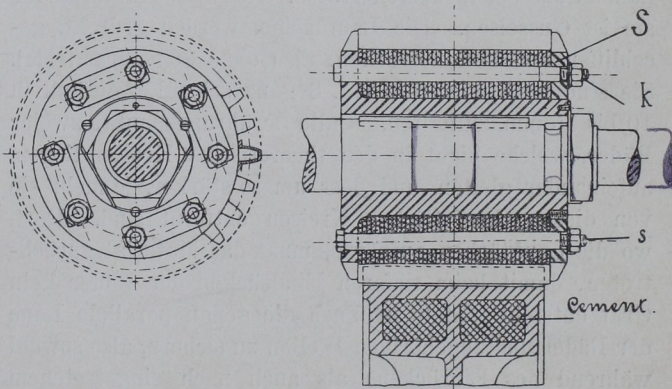
### c) Konstruktion und Herstellung.

Trommelwinden mit Elementarkraftbetrieb bedürfen wegen der grösseren Kräfte und Geschwindigkeiten, unter denen sie arbeiten, einer weit sorgfältigeren Konstruktion und Herstellung als die entsprechenden Winden für Handbetrieb. Die nachstehenden allgemeinen Angaben beziehen sich zunächst auf elektrische Winden, gelten aber auch mehr oder weniger für Dampf- und Transmissionswinden.

Als Lastorgan sind bei den vorliegenden Winden vorzugsweise Drahtseile wegen ihrer auf S. 45 angeführten Vorteile zu wählen. Je lebhafter der Betrieb ist, desto geringer sind die Seile zu beanspruchen und desto grösser ist der Trommelradius zu nehmen. Wenn möglich, soll der letztere in keinem Falle weniger als das 250fache der Drahtstärke betragen. Die Trommel muss sauber eingedrehte Nuten für das Seil erhalten, deren Profil sich dem Seil thunlichst anzupassen hat.

Von den Zahnrädern der Winden mit Elementarkraftbetrieb sind alle diejenigen, welche wegen ihrer grösseren Geschwindigkeit und ihres mehr oder weniger andauernden Ganges als Arbeitsräder anzusehen und dementsprechend in ihrer Teilung zu dimensionieren sind, in den Zähnen sauber auf Spezialmaschinen zu bearbeiten. Als Verzahnung dieser Räder empfiehlt sich Cykloiden-

Fig. 92.



verzahnung, die bessere Arbeitsverhältnisse liefert und deren Zähne dem Verschleiss weniger unterliegen als Evolventenzähne. Die Räderpaare sind aber mit Rücksicht auf möglichst günstige Eingriffsverhältnisse immer als Einzelräder, nicht als Satzräder zu konstruieren. Das Material der Räder ist gewöhnlich noch Gusseisen; für alle stärker belasteten Räder dagegen ist besser Stahlguss zu nehmen. Rohhautzähne, die wegen ihres guten und geräuschlosen Ganges bei den hohen Umdrehungszahlen des elektrischen Betriebes allgemein als Antriebsritzel des Motors Verwendung finden, werden aus hierzu besonders vorgerichteter Rohhaut mit Benutzung eines



Bindemittels unter starkem Druck zusammengepresst. Der Rohhautkörper darf, da er sonst durch Temperatur- und Feuchtigkeitseinflüsse leicht lose wird, nicht unmittelbar auf der Welle sitzen. Er muss vielmehr nach Fig. 92<sup>1)</sup> des Textes vermittelt einer Metallbuchse auf der Welle befestigt werden. Durch die Spanschrauben *s* wird der Körper auf die Buchse gepresst, genau eingepasste Bolzen *k* dienen zur Kraftübertragung. Die vordere Scheibe *S* ist verbohrt. Der Kranz des in das Rohhautritzel eingreifenden Rades kann nach Fig. 92 hohl gegossen und zur Vermeidung des Tönens mit Cementguss gefüllt werden. Für starke Kräfte empfehlen sich auch Räder mit Winkelzähnen wegen ihres geräuschlosen, ruhigen Arbeitens.

Die Zähnezahl der kleinen Räder wird vorteilhaft nicht unter 12, wenn möglich nicht unter 15 genommen. Die Teilung *t* soll nicht unter  $6\pi$ , oder besser nicht unter  $7\pi$  sein, die Zahnbreite aller Arbeitsräder betrage  $2,5t$  bis  $3,5t$ . Das in das Rohhautritzel des Elektromotors greifende Zahnrad soll nicht zu gross, die Übersetzung des ersten Räderpaares also beschränkt werden, da sonst beim Anlauf Stösse entstehen, welche namentlich den Stromverbrauch ungünstig beeinflussen. Überhaupt ist die Gesamtübersetzung des mehrfachen Vorgeleges so zu zerlegen, dass die dem Motor näheren Räderpaare die kleineren, die der Trommel näheren die grössere Übersetzung erhalten, damit die grössten und schwersten Räder bei möglichst kleiner Geschwindigkeit einen möglichst geringen Massenwiderstand während des Anlaufes darbieten.

Keilräder verlangen, soll der Betrieb ein befriedigender werden und der Verschleiss in den zulässigen Grenzen bleiben, ganz besonders sorgfältige Herstellung, namentlich bei mehreren Rillen. Das beste Material für sie ist Gusseisen. Die Laufflächen werden gedreht, geschliffen und laufen trocken, also ohne Schmiermaterial. Sie sind nach Fig. 6a, Taf. 8 ganz schmal, gewöhnlich 10 bis 15 mm, zu halten, da alle Berührungspunkte zweier Räder, welche nicht in den theoretischen Kreisen liegen, aufeinander gleiten, und dass um so stärker, je mehr sie von diesen theoretischen Kreisen entfernt sind. Dort, wo die Laufflächen aufhören, muss das Material zurücktreten, damit beim tieferen Eindrücken der Räder kein Grat entsteht. Stets ist auch die genau parallele Lage der Räder und zugehörigen Wellen zu sichern, also sowohl während des Einrückens als auch nach eingetretenem Verschleiss.

Zu den Wellen der Zahn- und Keilrädervorgelege ist möglichst Flussstahl zu nehmen. Auf genügende Stärke der Wellen ist namentlich bei Keilrädern zu achten, damit die unbedingt erforderliche parallele Lage dieser Räder nicht durch Durchbiegungen der Wellen aufgehoben wird. Alle Wellen mit grösserer Umdrehungszahl laufen zweckmässig in nachstellbaren Rotgusschalen mit Ringschmierung.

Bei den Schneckenrieben ist die Schnecke mit ihrer Welle aus bestem Stahl zu schmieden, der Zahn-

kranz des Schneckenrades in Phosphorbronze zu giessen und, sobald der Radius des Rades gross genug ist, einem Armkreuz aus Gusseisen oder Stahlguss nach Fig. 1c, Taf. 16 aufzusetzen. Die Herstellung der Schnecke mit ihrem Rade erfordert besonders sorgfältige Arbeit und präzise Werkzeuge. Die Gewindegänge der Schnecke sind nach dem Schneiden zu härten und zu schleifen, die Zähne des Rades mit der Wurmfräse auszuarbeiten. Vor der wirklichen Benutzung müssen sich die Arbeitsflächen genügend einlaufen. Die Lager der Schneckenwelle erhalten zweckmässig Ringschmierlager, das ganze Getriebe soll im Ölbade laufen. Der achsiale Druck der Schneckenwelle ist durch Kugellager nach beiden Richtungen aufzunehmen, wenn auch der Lastzug die Welle vorwiegend nur nach der einen Seite drückt. Die Kugellager müssen leicht zugänglich und gegen das Eindringen von Staub, Schmutz und anderen Körpern geschützt sein. Das zugeführte Öl muss auch an den Laufflächen gehalten werden, beim Herausnehmen der Welle sollen die Kugeln, wenn möglich, nicht herausfallen. Genau gleicher Durchmesser, saubere Politur und Glashärte der Kugeln sind unbedingt erforderlich. Die Stahlplatten oder -ringe, zwischen denen die Kugeln laufen, sind ebenfalls zu härten und erhalten am besten Rillen, die nach einem Radius gleich dem 0,65fachen Kugeldurchmesser ausgehöhlt sind.

Die Schnecke ist stets zwei- oder dreigängig, die Zähnezahl des Schneckenrades nicht unter 30 zu nehmen.

Bezüglich des Motors ist hier auf die schon früher erwähnten Vorteile langsamlaufender Elektromotoren hinzuweisen. Sie liefern geringere Reibungs- und Massenwiderstände sowohl für den Motor als auch für das Vorgelege. Mit dem letzteren ist die Motorwelle durch eine bewegliche Kupplung zu verbinden, durch welche Ungenauigkeiten in der Montage ausgeglichen und die einzelnen Teile des Vorgeleges beim Anlauf und Abstellen geschont werden. Ausführungen solcher Kupplungen werden in den nächsten Abschnitten besprochen.

Bei den Anlässern der Elektromotoren ist vor allen Dingen grösste Betriebssicherheit anzustreben. Deshalb sind feine Konstruktionen mit hohen spezifischen Strombeanspruchungen in den Kontakten niemals zu verwenden. Auch auf bequeme Zugänglichkeit und leichte Auswechslung aller mit der Zeit zu ersetzenden Teile ist Bedacht zu nehmen.

### Beispiele.

1. Wie berechnen sich die Hauptverhältnisse des Dampfkabels in Fig. 1, Taf. 14? Derselbe ist für 15000 kg Maximallast bestimmt, als Lastorgan dient ein Gussstahldrahtseil.

Wir ermitteln zunächst die Verhältnisse des Drahtseiles. Nach den Angaben auf S. 46 soll die Gesamtspannung in einem solchen für tote Lasten 3000 kg/qcm nicht übersteigen. Darnach würden sich aber bei den gebräuchlichen Drahtstärken Drahtzahlen ergeben, die von den Seilfabriken nicht mehr in einem Seil vereinigt werden. Wir müssen deshalb einen höheren Wert als die angegebene Grenzspannung zulassen, was um so eher erlaubt ist, als die vorliegenden Kabel nur selten bis zur Maximallast belastet werden. Wir gestatten  $k_z = 3500$  kg/qcm und wählen eine Drahtstärke

1) Nach „O. Lasche, der elektrische Antrieb mittels Zahnradübertragung“, Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1899.



$\delta = 2$ , sowie einen Trommelradius  $R = 500$  mm. Dann wird für  $S = Q = 15000$  kg nach Gl. 68 auf S. 46

$$\frac{Q}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} = 3500 - 400000 \frac{2}{500} = 1900$$

und die Drahtzahl

$$i = \frac{15000 \cdot 1}{0,2^2 \frac{\pi}{4} 1900} = \sim 250.$$

Felten & Guilleaume in Mülheim a/Rhein fertigen Kabelseile von  $i = 252$  Drähten bei der gewählten Drahtstärke. Der Seildurchmesser ist

$$\Delta = 57 \text{ mm},$$

die Bruchlast bei Verwendung von Gussstahldraht von 12000 kg/qcm Zugfestigkeit 95000 kg. Gegen Zugbeanspruchung allein würde somit das Seil bei angehängter Maximallast eine

$$\frac{95000}{15000} = 6,33 \text{ fache}$$

Sicherheit bieten.

Die beiden cylindrischen Trommeln des Dampfkabels werden von dem Drahtseil 12 mal zur Hälfte umschlungen. Nimmt man den Reibungskoeffizient  $\mu = 0,18$  an, so muss gemäss der auf S. 108 angegebenen Gleichung die Spannung im ablaufenden Trum, soll ein Gleiten des Seiles vermieden werden,

$$S_2 \geq 15000 \frac{1}{e^{0,18 \cdot \pi \cdot 12}} \text{ oder } \sim 17 \text{ kg}$$

betragen. Diese wird, da 1 m Seil 8,7 kg wiegt, schon durch das Gewicht von 2 m Seil erzeugt.

Um die Hauptabmessungen der Zwillingsdampfmaschine zu erhalten, ist zunächst die Lastgeschwindigkeit  $w$  und der Wert  $1 + \varphi$  in Hauptgl. VI auf S. 23 festzustellen bzw. zu schätzen. Wir wählen  $w = 0,05$  m/Sek. und haben bei 3fachem Vorgelege

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)^3$$

zu nehmen, wobei für  $\varphi_2$  der Mittelwert 0,09 gilt.  $\varphi_1$  ist, wenn wie im vorliegenden Falle die Seilspannungen durch sich berührende Scheiben  $m$ ,  $m$  und  $m_1$ ,  $m_1$  aufgehoben werden und nicht auf die Zapfen kommen, soweit die Zapfenreibung in Frage tritt, nicht grösser als bei gewöhnlicher Trommel mit festgelegtem Seilende. Wegen des grossen Seildurchmessers, der gegeneinander versetzten Rillen und des nicht zu grossen Trommelradius  $R$  aber soll der Sicherheit wegen  $\varphi_1$  zu 0,1 angenommen werden, womit dann

$$1 + \varphi = 1,1 \cdot 1,09^3 = \sim 1,425$$

und

$$\eta = \frac{1}{1,425} = \sim 0,7$$

folgt. Weiter erhält man nun unter Vernachlässigung der Gegenspannung  $S_2$  aus Hauptgl. VI die Nutzleistung der Dampfmaschine zu

$$N = 1,425 \frac{15000 \cdot 0,05}{75} = 14,25 \text{ PS.}$$

Setzt man als kleinste absolute Eintrittsspannung hinter dem Kolben der Maschine 4, als hindernde Spannung vor demselben 1,15 kg/qcm fest und entscheidet sich für eine mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v = 1,35$  m/Sek., so folgt bei einer Füllung von 0,5 mit den Koeffizienten 0,773 und 1,15 für die mittlere Hinter- bzw. Vorderdampfspannung, sowie einem Wirkungsgrad von 0,7 der nutzbare Querschnitt eines Cylinders in bekannter Weise zu

$$O = \frac{14,25 \cdot 75}{2(0,773 \cdot 4 - 1,15 \cdot 1,15) 1,35 \cdot 0,7} = \sim 320 \text{ qcm},$$

oder bei 6 qcm Zuschlag für den halben Querschnitt der einseitigen Kolbenstange, die Cylinderbohrung zu  $D = \sim 20,4$  cm. Die Ausführung zeigt

$$D = 209 \text{ mm.}$$

Um weiter den Kolbenhub  $2a$  zu bekommen, ist die Umdrehungszahl  $n$  der Maschine anzunehmen; dabei ist zu berücksichtigen, dass von  $n$  neben  $R$  und  $w$  auch das Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges abhängig ist. Wählen wir  $n = 130$ , so folgt aus der Beziehung

$$2(2a)n = 60v$$

$$2a = \frac{30v}{n} = \frac{30 \cdot 1,35}{130} = 0,311 \text{ m},$$

während in der Ausführung

$$2a = 315 \text{ mm}$$

ist. Berechnen wir dann das Übersetzungsverhältnis aus Gl. 143a auf S. 116, so erhalten wir mit  $R$  in m

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,5\pi \cdot 130}{30 \cdot 0,05} = \sim 136$$

in naher Übereinstimmung mit der Ausführung, die mit den Zähnezahlen

$$z_1 = 15, Z_1 = 87, z_2 = 15, Z_2 = 87, z_3 = 15, Z_3 = 60$$

des dreifachen Vorgeleges

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1 \cdot Z_2 \cdot Z_3}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3} = \frac{87 \cdot 87 \cdot 60}{15 \cdot 15 \cdot 15} = 134,561$$

ergiebt.

Zu kontrollieren bleibt, ob bei diesem Übersetzungsverhältnis der Dampfdruck des einen Kolbens bei der Totlage des anderen im stande ist, die Maximallast anzuheben. Der Dampfüberdruck des einen Kolbens, dessen Kurbel dann senkrecht zur Hubrichtung steht und der demnach während des Hinlaufes (Schubstangenlänge gleich dem 5fachen Kurbelradius) den 0,55fachen Teil seines Hubes zurückgelegt hat, dürfte bei 0,5 Füllung ca.

$$(0,9 \cdot 4 - 1,15) 20,9^2 \frac{\pi}{4} = 840,5 \text{ kg}$$

betragen und also ein Moment

$$840,5 \cdot a = 840,5 \frac{31,5}{2} = \sim 13238 \text{ kgcm}$$

ausüben. Das zum Heben der Maximallast im Beharrungszustande nötige Moment ist nur

$$M_d = 71620 \frac{14,25}{130} = 7942 \text{ kgcm}$$

und bleibt genügend unter dem obigen Kraftmoment.

Die ersten Zahnradpaare, deren kleine Räder auf der Kurbelwelle sitzen, haben nach den Angaben auf S. 85 u. 116 ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 P \cdot a = 0,92 \cdot 71620 \frac{14,25}{130} = \sim 7225 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Als Arbeitsräder angesehen, müssten dieselben nach Gl. 144 auf S. 116 mit  $z = z_1 = 15$ ,  $\frac{t}{b} = \frac{1}{2}$  und

$$k = 20 - \sqrt{130} = 8,6$$

unter der Annahme, dass beide Räderpaare gleichmässig<sup>2)</sup> an der Kraftübertragung teilnehmen, eine Teilung

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 7225 \cdot 1}{8,6 \cdot 15 \cdot 2}} = \sim 4,45 \text{ cm}$$

erhalten. Nach der Ausführung ist (also für Gusseisen noch genügend)

$$t_1 = 45,89 \text{ mm}, b_1 = 2t_1 = \sim 92 \text{ mm},$$

$$r_1 = \frac{15 \cdot 45,89}{2\pi} = 109,5 \text{ mm}, R_1 = \frac{87 \cdot 45,89}{2\pi} = 635,5 \text{ mm.}$$

Die beiden nächsten Räderpaare, welche die Zwischenwellen verbinden, haben ein Drehmoment

$$M_d = 0,84 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} = 0,84 \cdot 71620 \frac{14,25 \cdot 87}{130 \cdot 15} = \sim 38250 \text{ kgcm}$$

1) Bei diesem Übersetzungsverhältnis und 130 Umdrehungen der Kurbelwelle wird  $w$  etwas grösser, als angenommen.

2) In Gl. 144 ist hierfür  $\frac{M_d}{2}$  anstatt  $M_d$  einzuführen.



zu übertragen. Als Krafräder müssten sie nach Gl. 118a auf S. 85, wieder unter der Voraussetzung, dass beide Räderpaare gleichmässig an der Kraftübertragung teilnehmen, für  $z = z_2 = 15$  und  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Stahlguss) zulässige Spannung eine Teilung

$$t_2 = 0,42 \sqrt[3]{\frac{38250}{2 \cdot 15}} = 4,58 \text{ cm}$$

erhalten. Die Räder haben dieselbe Teilung wie die vorhergehenden, nur ist die Breite hier  $b_2 = 120 \text{ mm}$ ; diese kommt aber wegen der Gefahr eines Zahnbruches über Eck nicht in betracht.

Die letzten Räderpaare endlich, die aus zwei Ritzeln mit vier grossen Rädern bestehen, haben das Drehmoment der 2. Zwischenwelle nach den beiden Trommelwellen zu übertragen. An die grossen Räder einer jeden Trommelwelle geben somit die beiden Ritzel ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{2} 0,77 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = \frac{1}{2} 0,77 \cdot 71620 \frac{14,25}{130} \frac{87}{15} \frac{87}{15} \\ = \sim 101700 \text{ kgcm}$$

ab. Bei gleichmässiger Verteilung desselben auf beide Räderpaare verlangt Gl. 118a auf S. 85 für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Stahlguss) zulässige Spannung und  $z = z_3 = 15$  eine Teilung von mindestens

$$t_3 = 0,42 \sqrt[3]{\frac{101700}{2 \cdot 15}} = \sim 6,51 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt bei einer Breite von nur 121 mm

$$t_3 = \mathbf{65,386 \text{ mm,}}$$

womit sich die Teilkreisradien zu

$$r_3 = \frac{15 \cdot 65,386}{2\pi} = \mathbf{156 \text{ mm,}} \quad R_3 = \frac{60 \cdot 65,386}{2\pi} = \mathbf{624 \text{ mm}}$$

ergeben.

Bei der nicht ausgeschlossenen Möglichkeit, dass nur eins der beiden Räderpaare zwischen zwei Wellen des Vorgeleges das ganze Drehmoment zu übertragen hat, steigt bei den Räderpaaren  $z_2, Z_2$  und  $z_3, Z_3$  die Materialsplanung allerdings, wie sich leicht feststellen lässt, bis auf nahezu 1200 kg/qcm, wenn die Maximallast an der Winde hängt.

Die Brems Scheibe des Dampfkebels hat einen Radius  $r_b = 600 \text{ mm}$ , das zu bremsende Moment beträgt bei angehängter Maximallast und bei Vernachlässigung der Spannung im ablaufenden Seiltrum

$$M_d = \frac{1}{1,1} Q \cdot R = \sim 0,9 \cdot 15000 \cdot 50 = 675000 \text{ kgcm,}$$

wenn 10 Prozent für die Widerstände gerechnet werden, welche sich der Drehung der Trommelwelle durch die Last im Windwerk entgegensetzen. Bei Holzbekleidung des Bremsbandes folgt aus Gl. 123 auf S. 89 mit  $\mu = 0,4$  und  $\frac{\alpha}{2\pi} = 0,75$  Umschlingungswinkel die Spannung in den Bandenden zu

$$t = \frac{675000}{60 (e^{0,4 \cdot 1,5\pi} - 1)} = \sim 2012 \text{ kg,}$$

$$T = 2012 \cdot e^{0,4 \cdot 1,5\pi} = 13251 \text{ kg.}$$

Nach der Zeichnung scheint das Band eine Breite von  $\beta = 120 \text{ mm}$  zu haben; bei  $\delta = 8 \text{ mm}$  Dicke desselben würde sich dann eine Zugspannung von

$$k_z = \frac{T}{\beta \cdot \delta} = \frac{13251}{12 \cdot 0,8} = \sim 1380 \text{ kg/qcm}$$

ergeben, die nur — wie überhaupt die ganze Ausführung darauf hinweist — bei sehr seltener Benutzung der Winde für die Maximallast noch als zulässig angesehen werden kann. Das breite Band bedarf zum Abheben besonderer Federn, wie sie in der Figur angeordnet sind, oder muss an der rechten Seite in einem Scharnier gestützt werden.

Der Bremshebel erfasst die beiden Bandenden nach Art der Summenbremsen in zwei gleichen Hebelarmen  $a = b = 75 \text{ mm}$  und wird im Abstände  $l = 500 \text{ mm}$  von seinem Drehpunkte

durch eine Schraubenspindel bethätigt. Der Druck, den die letztere auf die Mutter des Hebels zu übertragen hat, muss somit nach Gl. 127 auf S. 90

$$K = \frac{(2012 + 13251) 7,5}{50} = \sim 2290 \text{ kg}$$

sein. Er bildet die Maximallast der Schraubenspindel. Besteht die letztere aus Flusseisen, so dürfte sich nach Gl. 134 auf S. 105 für  $Q = K = 2290 \text{ kg}$  ein Kernquerschnitt von

$$(2R_i)^2 \frac{\pi}{4} \geq \frac{2290}{400} \text{ oder } \geq 5,725 \text{ qcm}$$

oder ein Kerndurchmesser von

$$2R_i \geq 2,7 \text{ cm}$$

empfehlen. Wählen wir

$$2R_i = \mathbf{30 \text{ mm}}$$

und den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie  $\alpha = 4^{\circ}30'$ , so muss bei quadratischem Querschnitt der Gewindegänge nach Gl. 135 auf S. 105 der mittlere Gewinderadius

$$R = \frac{30}{2 - \pi \cdot \text{tg } 4^{\circ}30'} = \sim \mathbf{17 \text{ mm,}}$$

die Gewindetiefe

$$t = 2(17 - 15) = \mathbf{4 \text{ mm,}}$$

die Ganghöhe

$$h = 2t = \mathbf{8 \text{ mm}} \text{ oder } \frac{5}{16} \text{ Zoll engl.,}$$

der äussere Gewindedurchmesser

$$2R_a = 30 + 8 = \mathbf{38 \text{ mm}}$$

betragen.

Zum Drehen der Schraubenspindel dient ein Handrad von  $a = 400 \text{ mm}$  Durchmesser. Die Kraft, mit welcher der Wärter durch seine beiden Hände dieses Rad beim Bremsen der Maximallast anzuziehen hat, folgt aus Gl. 137 auf S. 105, wenn der Wert  $1 + \varphi$  der daselbst angegebenen Tabelle zu 2,75 entnommen wird, für  $Q = K = 2290 \text{ kg}$  zu

$$P = 2,75 \frac{2290 \cdot 1,7}{40} \text{tg } 4^{\circ}30' = \sim 21 \text{ kg.}$$

2. Für eine Maximallast von 1000 kg und eine Geschwindigkeit von 0,35 m/Sek. ist eine Transmissionswinde nach Fig. 3, Taf. 15 von Alfred Gutmann in Ottensen zu berechnen.

Als Lastorgan soll ein verzinktes Gussstahldrahtseil von Felten & Guilleaume in Mülheim a/Rhein (s. die Tabelle S. 47) verwendet werden. Für ein Verhältnis

$$\frac{\delta}{R} = \frac{1}{250}$$

und  $K_z = 12000 \text{ kg/qcm}$  Zugfestigkeit verlangt die Tabelle auf S. 48 eine Bruchlast

$$mS = 8,6 \cdot 1000 = 8600 \text{ kg}$$

des Seiles. Bei  $\delta = 1 \text{ mm}$  Drahtstärke besitzt diese (mit 15 Prozent Abzug für Verzinkung) das im 1. Teil der oben erwähnten Tabelle enthaltene Drahtseil von

$$\Delta = \mathbf{16 \text{ mm}} \text{ Seildurchmesser,}$$

$$i = 114 \text{ Drähten und}$$

$$0,85 \cdot 10830 = \sim 9200 \text{ kg Bruchlast.}$$

Der Trommelradius ist für die gewählte Drahtstärke

$$R = 1,0 \cdot 250 = \mathbf{250 \text{ mm}}$$

zu nehmen.

Um die Leistung, welche der Riemen beim Heben der Maximallast an die Winde zu übertragen hat, zu erhalten, haben wir den Wert

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)(1 + \varphi_3)$$

für die Nebenhindernisse zu schätzen. Wir setzen für die Trommelwelle  $\varphi_1 = 5$ , für die beiden Vorgelege, von denen das eine aus Keil-, das andere aus Zahnrädern besteht,  $\varphi_2' = \varphi_3' = 9$  Prozent, womit

$$1 + \varphi = 1,05 \cdot 1,09^2 = \sim 1,25$$

folgt. Die fragliche Leistung ist dann nach Hauptgl. VI, S. 23,

$$N = 1,25 \frac{1000 \cdot 0,35}{75} = 5,833 \text{ oder } \sim 6 \text{ PS.}$$



Zur Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses für das Vorgelege und des Riemenquerschnittes ist weiter die Umdrehungszahl  $n$  und der Radius  $a$  der Riemscheibe an der Winde zu wählen. Entscheiden wir uns nach den Angaben auf S. 115 für

$$n = 250 \text{ und } a = 250 \text{ mm,}$$

so macht sich nach Gl. 143a auf S. 116 mit  $R$  in  $m$  eine Übersetzung für das Vorgelege von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right) = \frac{0,25 \pi \cdot 250}{30 \cdot 0,35} = \sim 18,7$$

erforderlich. Nach der Ausführung besitzen die Keilräder

$$r_1 = 73 \text{ und } R_1 = 350 \text{ mm}$$

Radius, während die Zähnezahlen des Zahnräderpaares

$$z_2 = 20 \text{ und } Z_2 = 77$$

betragen, so dass also

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \left(\frac{R}{r}\right) = \frac{R_1 \cdot Z_2}{r_1 \cdot z_2} = \frac{350 \cdot 77}{73 \cdot 20} = 18,46$$

ist.

Für den Riemenquerschnitt ergibt sich aus Gl. 142 auf S. 115 mit  $k = 12 \text{ kg/qcm}$

$$\delta \cdot \beta = 71620 \frac{6}{25 \cdot 250 \cdot 12} = 5,73 \text{ qcm,}$$

dem bei einer Riemenstärke von  $\delta = 0,5 \text{ cm}$  durch eine Riemenbreite von  $\beta = 12 \text{ cm}$  genügt wird. Die Riemscheibe kann dann eine Breite von

$$1,1 \cdot 120 + 15 = 147 \text{ oder } \sim 150 \text{ mm}$$

bekommen.

Durch das Keilräderpaar ist eine Umfangskraft

$$D_1 = 0,92 \cdot 71620 \frac{N}{n \cdot r_1} = 0,92 \cdot 71620 \frac{6}{250 \cdot 7,3} = \sim 217 \text{ kg}$$

zu übertragen. Bei  $2\beta = 30^\circ$  Rillenkantenwinkel und einem Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$  ist hierzu nach den Angaben auf S. 116 ein Anpressungsdruck von

$$N \geq 3,55 \cdot 217 \text{ oder } \geq 770 \text{ kg}$$

erforderlich. Die Rillenzahl soll nach v. Bach mindestens

$$z = \frac{D_1}{30} = \frac{217}{30} = \sim 7$$

betragen, ist aber in der Ausführung auf 4 beschränkt.

Von dem Zahnräderpaar ist ein Drehmoment

$$M_d = 0,84 P \cdot a \frac{R_1}{r_1} = 0,84 \cdot 71620 \frac{N}{n} \frac{R_1}{r_1} = 0,84 \cdot 71620 \frac{6}{250} \frac{35}{7,3} = \sim 6925 \text{ kgcm}$$

überzuleiten. Ist die Benutzung der Winde eine derartige, dass bei der Bemessung der Teilung auf den Verschleiss Rücksicht zu nehmen ist, so liefert Gl. 144 auf S. 116 mit

$$z = z_2 = 20 \text{ und } \frac{t}{b} = \frac{1}{2,5}, \text{ sowie}$$

$$k = 20 - \sqrt{52} = 12,8,$$

da das Ritzel

$$n = 250 \frac{73}{350} = \sim 52$$

Umdrehungen in der Minute macht, die erforderliche Teilung

$$t_2 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6925}{20 \cdot 12,8} \frac{1}{2,5}} = 4,08 \text{ cm.}$$

In der Ausführung scheint dieselbe kleiner, nämlich

$$t_2 = 12\pi = 37,7 \text{ mm,}$$

gehalten zu sein. Der Festigkeit genügt dieser Wert noch, denn Gl. 118a auf S. 85 verlangt für  $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$  nur

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{6925}{20}} = 3,72 \text{ cm.}$$

Die weiteren Dimensionen der beiden Zahnräder sind

$$b_2 = 2,5 \cdot 37,7 = \sim 95 \text{ mm, } r_2 = \frac{20 \cdot 12}{2} = 120 \text{ mm,}$$

$$R_2 = \frac{77 \cdot 12}{2} = 462 \text{ mm.}$$

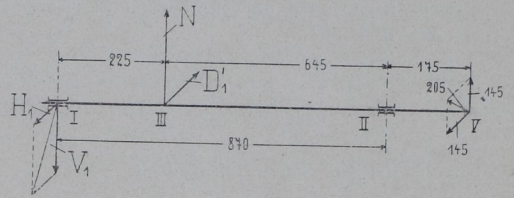
Die Wellen der vorliegenden Winde sind auf zusammengesetzte Festigkeit, also nach Gl. 120 auf S. 86, zu berechnen.

Die Antriebswelle zunächst empfängt ein Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{6}{250} = \sim 1720 \text{ kgcm.}$$

Die Welle wird ferner nach Fig. 93 des Textes in V durch den Riemenzug

Fig. 93.



$$3 \frac{M_d}{a} = 3 \frac{1720}{25} = \sim 205 \text{ kg}$$

belastet. Nimmt man diesen Zug unter  $45^\circ$  schräg aufwärts gerichtet an, so wirkt in dem genannten Punkte eine Vertikal- und Horizontalkraft

$$205 \cdot \sin 45^\circ = 205 \cdot 0,707 = \sim 145 \text{ kg.}$$

Weiter greift im Punkte III horizontal der Widerstand der Keilräder mit annähernd

$$D_1' = \frac{M_d}{r_1} = \frac{1720}{7,3} = \sim 235 \text{ kg,}$$

vertikal der oben berechnete Anpressungsdruck dieser Räder mit  $N = 770 \text{ kg}$  an<sup>1)</sup>. Man erhält deshalb als vertikale bzw. horizontale Reaktion im Lager I

$$V_1 = \frac{770 \cdot 64,5 - 145 \cdot 17,5}{87} = \sim 542 \text{ kg,}$$

$$H_1 = \frac{235 \cdot 64,5 + 145 \cdot 17,5}{87} = \sim 203 \text{ kg}$$

und als Resultierende beider

$$\sqrt{542^2 + 203^2} = \sim 580 \text{ kg.}$$

Das grösste Biegemoment tritt im Punkte III auf und beträgt hier

$$M_b = 580 \cdot 22,5 = 13050 \text{ kgcm.}$$

Nach Gl. 120 ist also zu setzen

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 13050 + 5 \sqrt{13050^2 + 1720^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot k_b,$$

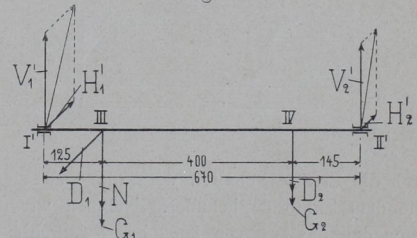
woraus für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{13000}{0,1 \cdot 600}} = \sim 6 \text{ cm}$$

folgt. Nach der Ausführung scheint die Welle nur **55 mm** stark zu sein.

Fig. 94 des Textes zeigt die Belastung der Zwischenwelle. Da dieselbe ein Drehmoment

Fig. 94.



$$M_d = 0,92 \cdot 1720 \frac{R_1}{r_1} = 0,92 \cdot 1720 \frac{35}{7,3} = \sim 7600 \text{ kgcm}$$

empfängt, so wirkt in III horizontal die treibende Umfangskraft des grossen Rades

1) Das Eigengewicht des Keilritzels und das der Riemscheibe heben sich in ihrer Wirkung für das Lager I annähernd auf.



$$D_1 = \frac{M_d}{R_1} = \frac{7600}{35} = \sim 220 \text{ kg,}$$

vertikal der Anpressungsdruck  $N = 770 \text{ kg}$  und das Eigengewicht des grossen Keilrades  $G_1 = 80 \text{ kg}$ . In IV greift der Widerstand des Zahnradpaars mit annähernd

$$D_2' = \frac{M_d}{r_2} = \frac{7600}{12} = \sim 635 \text{ kg,}$$

sowie das Eigengewicht des kleinen Zahnrades mit  $G_2 = 30 \text{ kg}$  vertikal nach unten an. Es bestimmen sich somit die Reaktionen in I' zu

$$V_1' = \frac{850 \cdot 54,5 + 665 \cdot 14,5}{67} = \sim 835 \text{ kg,}$$

$$H_1' = \frac{220 \cdot 54,5}{67} = \sim 180 \text{ kg}$$

und die Resultierende aus beiden zu

$$\sqrt{835^2 + 180^2} = \sim 855 \text{ kg.}$$

Im Lager II' sind die Reaktionen

$$V_2' = 770 + 80 + 635 + 30 - 835 = 680 \text{ kg,}$$

$$H_2' = 220 - 180 = 40 \text{ kg.}$$

Das grösste Biegemoment tritt in III auf und beträgt

$$M_b = 855 \cdot 12,5 = \sim 10700 \text{ kgcm.}$$

Gl. 120 lautet wieder mit den ermittelten Werten von  $M_d$  und  $M_b$ , sowie für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 10700 + 5 \sqrt{10700^2 + 7600^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$

oder

$$d = \sim \sqrt[3]{\frac{12220}{0,1 \cdot 600}} = \sim 5,88 \text{ cm,}$$

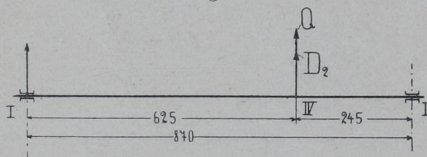
während nach der Ausführung  $d = 65 \text{ mm}$  zu sein scheint.

Die zuletzt berechneten Lagerreaktionen  $V_1'$  und  $V_2'$  sind gleich den entgegengesetzt gerichteten Drucken, durch welche die Schienen C belastet werden. Sie sind deshalb einschliesslich des Eigengewichtes dieser Schienen und der Zwischenwelle während des Lasthebens durch den Zug am Seile der losen Rolle a zu überwinden. Berücksichtigt man die erwähnten Eigengewichte, indem man  $V_1'$  und  $V_2'$  um  $30 \text{ kg}$  grösser, als oben berechnet, annimmt, und beachtet ferner, dass die Hebelarme der Schienen C nach der Zeichnung  $580$  und  $962 \text{ mm}$ , die der Hebel b und A  $100$  und  $2000 \text{ mm}$  lang sind, so ergibt sich die fragliche Zugkraft am Seile der Rolle a ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse an den Hebelbolzen, der Rolle usw. zu

$$(865 + 710) \frac{580}{962} \frac{100}{2000} \frac{1}{2} = \sim 24 \text{ kg.}$$

Die Trommelwelle wird nur auf Biegung beansprucht, da die Trommel mit dem Zahnrad gekuppelt ist. Die ungünstigste Beanspruchung der Welle tritt ein, wenn die Last

Fig. 95.



durch die Bremse gehalten wird und das Seil sich möglichst nahe dem Zahnrad befindet. Nehmen wir der Einfachheit wegen den Lastzug von  $1000 \text{ kg}$  vollständig im Punkte IV (s. Fig. 95 des Textes) an, wo auch der gleichgerichtete Widerstand des Zahnradpaars, der dann

$$\frac{1}{1 + \varphi_t} \frac{Q \cdot R}{R_2} = \frac{1}{1,05} \frac{1000 \cdot 25}{46,2} = \sim 510 \text{ kg}$$

beträgt, wirkt, so ist das Biegemoment daselbst

$$M_b = \frac{(1000 + 510) 24,5 \cdot 62,5}{87} = 26575 \text{ kgcm.}$$

Der Wellendurchmesser muss der Bedingung

$$M_b = 0,1 d^3 \cdot k_b$$

genügen, aus welcher für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{26575}{0,1 \cdot 600}} = \sim 7,6 \text{ cm}$$

folgt, während in der Ausführung  $d = 90 \text{ mm}$  ist. Beim Heben der Last wird die Trommelwelle durch die Drucke, welche von den Schienen C auf sie ausgeübt werden, entlastet, und  $M_b$  fällt dann geringer als oben aus.

Soll die Maximallast von der Bremse schwebend erhalten werden, so muss das grosse Keilrad mit einer Kraft gegen seine Holzunterlage gepresst werden, welche aus Gl. 129b auf S. 91 zu bestimmen ist. Dabei ist

$$M_d = \frac{1}{(1 + \varphi_t)(1 + \varphi_v'')} Q \cdot R \frac{z_2}{Z_2} = \frac{1}{1,05 \cdot 1,09} 1000 \cdot 25 \frac{20}{77} = \sim 5620 \text{ kgcm,}$$

$r_b = R_1 = 35 \text{ cm}$ ,  $2\beta = 30^\circ$ ,  $\mu = 0,3$  zu setzen. Es folgt hiermit

$$N > \frac{5620}{35} \left( \frac{0,2588}{0,3} + 0,9659 \right) = \sim 294 \text{ kg.}$$

Diese Kraft wird durch den Zahndruck  $D_2'$  und das Eigengewicht der Zwischenwelle mit ihren Rädern und Hebeln reichlich ausgeübt.

3. Die elektrische Wertwinde nach Fig. 2, Taf. 16 hebt nach den Angaben von Gebr. Burgdorf in Altona eine Maximallast von  $2000 \text{ kg}$  mit  $0,135 \text{ m/Sek.}$  Geschwindigkeit. Wie bestimmen sich die wichtigsten Verhältnisse dieser Winde?

Als Lastorgan dient ein Drahtseil aus Tiegelgussstahldrähten von Th. & W. Smith in Hamburg, Konstruktion B der Tabelle auf S. 46, von  $\Delta = 20 \text{ mm}$  Seildurchmesser,  $\delta = 1,11 \text{ mm}$  Drahtstärke und  $i = 144$  Drähten. Da die Bruchlast  $18500 \text{ kg}$  beträgt, so bietet das Seil bei angehängter Maximallast eine

$$\frac{18500}{2000} = 9,25$$

fache Sicherheit gegen Zug allein. Unter Berücksichtigung der Biegungsbeanspruchung in dem Sinne der Gl. 68, S. 46, steigt allerdings die Inanspruchnahme bei einem Aufwickelungsradius von  $R = 210 \text{ mm}$  auf

$$\frac{2000}{144 \cdot 0,111^2 \frac{\pi}{4}} + 400000 \frac{0,111}{21} = \sim 3550 \text{ kg/qcm,}$$

also über die nach v. Bach beim Heben toter Lasten zulässige Spannung von  $3000 \text{ kg/qcm}$ .

Die zum Hochnehmen der Maximallast erforderliche Leistung in PS, von welcher die Grösse des zu wählenden Motors abhängt, ergibt sich aus Hauptgl. VI, S. 23, sobald die Nebenhindernisse bezw. der Wert  $1 + \varphi$  der Winde geschätzt ist. Setzen wir für die Trommelwelle wegen des nicht zu grossen Aufwickelungsradius  $\varphi_t = 6$ , für jedes Vorgelege  $\varphi_v = 9$  Prozent, so ist

$$1 + \varphi = 1,06 \cdot 1,09^3 = 1,373,$$

entsprechend einem Wirkungsgrade

$$\eta = \frac{1}{1,373} = \sim 0,725,$$

zu nehmen. Damit folgt die Motorleistung zu

$$\parallel N = 1,373 \frac{2000 \cdot 0,135}{75} = 4,943 \text{ oder } \sim 5 \text{ PS,}$$

wie sie der gewählte Drehstrommotor mit Kurzschlussanker thatsächlich besitzt. Die minutliche Umdrehungszahl desselben ist

$$n = 1440.$$

Von ihr ist neben  $w$  und  $R$  die erforderliche Übersetzung des Rädervorgelges abhängig. Mit  $R$  in  $m$  bestimmt sich aus Gl. 143a auf S. 116



$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,21\pi \cdot 1440}{30 \cdot 0,135} \approx 234,6.$$

Zerlegen wir diesen Wert dem dreifachen Vorgelege der Ausführung gemäss in die drei Faktoren

$$\frac{Z_1}{z_1} = 7,33, \quad \frac{Z_2}{z_2} = 5,17, \quad \frac{Z_3}{z_3} = 6,25,$$

so wird in naher Übereinstimmung

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 7,33 \cdot 5,17 \cdot 6,25 = 236,8,$$

und wir erhalten mit den Zähnezahlen

$$z_1 = 15 \text{ und } z_2 = z_3 = 12$$

der kleinen Räder diejenigen der grossen zu

$$Z_1 = 15 \cdot 7,33 \approx 110, \quad Z_2 = 12 \cdot 5,17 \approx 62, \\ Z_3 = 12 \cdot 6,25 = 75.$$

Die Lastgeschwindigkeit fällt dann bei der oben angegebenen Umdrehungszahl des Motors etwas kleiner als 0,135 m/Sek. aus. Wird an Stelle des Vorgeleges  $z_2, Z_2$  dasjenige mit den Zähnezahlen

$$z_x = 21 \text{ und } Z_x = 53$$

beim Heben kleiner und mittlerer Lasten eingeschaltet, so werden diese mit annähernd

$$w_x = 0,135 \frac{62 \cdot 21}{12 \cdot 53} = 0,276 \text{ m/Sek.},$$

also mit der doppelten Geschwindigkeit wie die Maximallast gehoben.

Von den Zahnrädern hat das erste Räderpaar, dessen Ritzel Rohhautzähne besitzt, ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 71\,620 \frac{5}{1440} \approx 228 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Die Teilung der Räder ist mit Rücksicht auf den Verschleiss, also nach Gl. 144 auf S. 116, zu bemessen.

Man erhält mit  $k = 4$ ,  $\frac{t}{b} = \frac{1}{3,5}$ ,  $z = z_1 = 15$  wie in der Ausführung

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 228}{15 \cdot 4} \frac{1}{3,5}} = 1,9 \text{ cm, oder besser} \\ t_1 = 6\pi = 18,85 \text{ mm,}$$

womit die Zahnbreite und Teilkreisradien

$$b_1 = 3,5 \cdot 18,85 \approx 70 \text{ mm, } r_1 = \frac{15 \cdot 6}{2} = 45 \text{ mm,} \\ R_1 = \frac{110 \cdot 6}{2} = 330 \text{ mm}$$

folgen.

Für die beiden nächsten Räderpaare, welche nur während des Lasthubes und -niederganges mitlaufen, hat die häufigere oder seltenere Benutzung der Winde zu entscheiden, ob die Räder als Arbeits- oder Krafträder zu bemessen sind. Nach der Ausführung ist das letztere angenommen.

$$\text{Das 2. Räderpaar hat ein Drehmoment} \\ M_d = 0,92 \cdot 228 \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 228 \frac{110}{15} \approx 1540 \text{ kgcm}$$

überzuleiten. Mit  $z = z_2 = 12$  verlangt Gl. 118a auf S. 85 für  $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$  als zulässige Materialspannung der Guss-eisenzähne

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1540}{12}} \approx 2,67 \text{ cm,}$$

wofür

$$t_2 = 9\pi = 28,274 \text{ mm}$$

gewählt ist. Die Zahnbreite beträgt  $b_2 = 70 \text{ mm}$  und ist also grösser als die doppelte Teilung, die Teilkreisradien sind

$$r_2 = \frac{12 \cdot 9}{2} = 54 \text{ mm, } R_2 = \frac{62 \cdot 9}{2} = 279 \text{ mm.}$$

Das 3. Räderpaar besteht aus Stahlguss und überträgt ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 1540 \frac{Z_2}{z_2} = 0,92 \cdot 1540 \frac{62}{12} \approx 7320 \text{ kgcm.}$$

Für 500 kg/qcm Materialspannung und  $z = z_3 = 12$  verlangt Gl. 118a eine Teilung

$$t_3 = 0,45 \sqrt[3]{\frac{7320}{12}} = 3,816 \text{ cm,}$$

während in der Ausführung nur

$$t_3 = 12\pi = 37,699 \text{ mm}$$

ist. Damit ergeben sich die Teilkreisradien

$$r_3 = \frac{12 \cdot 12}{2} = 72 \text{ mm, } R_3 = \frac{75 \cdot 12}{2} = 450 \text{ mm.}$$

Die Zahnbreite ist  $b_3 = 95 \text{ mm}$ , also grösser als  $2t_3$ .

Von den Wellen empfängt die Motorwelle zunächst ein Drehmoment

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{5}{1440} \approx 250 \text{ kgcm.}$$

Dort, wo das Antriebsritzel aufgekeilt ist, besitzt sie eine Stärke von 35 mm, welche vollkommen genügt. Die übrigen Wellen des Windwerkes sind auf Verdrehung und Biegung zu berechnen.

In die 1. Zwischenwelle wird ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 250 \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 250 \frac{110}{15} \approx 1690 \text{ kgcm}$$

geleitet. Berücksichtigen wir nur den zwischen den Ständern A, A' befindlichen Teil der Welle, auf dem die Ritzel  $z_2$  und  $z_x$  sitzen, so wirkt beim Heben der Maximallast der horizontale Widerstand des Räderpaares  $z_2, Z_2$ , der annähernd

$$D_2' = \frac{1690}{r_2} = \frac{1690}{5,4} \approx 313 \text{ kg}$$

ist, auf Biegung hin. Bei Vernachlässigung des Eigengewichtes des Ritzels ist also das Biegemoment im Querschnitt III (Fig. 2a, Taf. 16)

$$M_b = 313 \frac{27,5 \cdot 74}{101,5} \approx 6275 \text{ kgcm.}$$

Gl. 120, S. 86, lautet mit den berechneten Werten von  $M_d$  und  $M_b$ , sowie für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 6275 + 5 \sqrt{6275^2 + 1690^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600,$$

woraus

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{6416}{0,1 \cdot 600}} \approx 4,75 \text{ cm}$$

folgt, in naher Übereinstimmung mit der Ausführung, nach der

$$d = 45 \text{ mm}$$

ist.

Fig. 2b, Taf. 16 zeigt die Belastung der Zwischenwelle, welche ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 1690 \frac{Z_2}{z_2} = 0,92 \cdot 1690 \frac{62}{12} \approx 8030 \text{ kgcm}$$

empfängt. In III greift der horizontale Zahndruck des Räderpaares  $z_2, Z_2$  mit

$$D_2 = \frac{8030}{R_2} = \frac{8030}{27,9} \approx 290 \text{ kg}$$

und das Eigengewicht des Rades  $Z_2$  mit  $G_2 = 50 \text{ kg}$  an, in V der vertikal aufwärts gerichtete Widerstand des Räderpaares  $z_3, Z_3$  mit annähernd

$$D_3' = \frac{8030}{r_3} = \frac{8030}{7,2} \approx 1115 \text{ kg.}$$

Das Eigengewicht des Ritzels  $z_3$  kann vernachlässigt werden, dasjenige des Rades  $Z_x$  in IV sei zu  $G_x = 40 \text{ kg}$  angenommen. Das grösste Biegemoment tritt in V auf. Die Reaktionen im Lager II sind

$$V_2 = \frac{1115 \cdot 92,5 - 40 \cdot 54,5 - 50 \cdot 28,5}{104} \approx 967 \text{ kg}$$

$$H_2 = \frac{290 \cdot 28,5}{104} \approx 80 \text{ kg,}$$

und die Resultierende daselbst

$$\sqrt{957^2 + 80^2} \approx 960 \text{ kg.}$$

Es ist also

$$M_b = 960 \cdot 11,5 = 11\,040 \text{ kgcm,}$$

so dass nach Gl. 120 mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 11\,040 + 5 \sqrt{11\,040^2 + 8030^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$



oder

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{12\,670}{0,1 \cdot 600}} = 5,95 \text{ cm,}$$

entsprechend der Ausführung, die in der Bohrung des Ritzels  $z_3$  eine Wellenstärke

$$d = 60 \text{ mm}$$

zeigt.

Die Trommelwelle schliesslich erhält ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 8030 \frac{Z_3}{Z_3} = 0,92 \cdot 8030 \frac{75}{12} = \sim 46\,170 \text{ kgcm.}$$

Auf Biegung wirkt im Punkte V (s. Fig. 2c, Taf. 16) der Zahndruck des Rades  $Z_3$  mit

$$D_3 = \frac{46\,170}{R_3} = \frac{46\,170}{45} = 1026 \text{ kg}$$

und die Last  $Q$  mit 2000 kg. Der Einfluss der letzteren wird für die Welle am ungünstigsten, wenn das Seil sich möglichst nahe dem Rade  $Z_3$  befindet und möglichst der ganze Lastzug auf die betreffende Trommelnabe im Punkte VI entfällt. Ist dann das Trommelseil nach oben hin ablaufend gedacht, und zwar so, dass Zahndruck und Lastzug entgegengesetzt auf die Welle einwirken, so ist, wenn man noch das Eigengewicht des Rades  $Z_3$  mit  $G_3 = 120 \text{ kg}$  berücksichtigt, die Reaktion in I

$$V_2 = \frac{2000 \cdot 55,5 - (1026 + 120) 42,5}{138,5} = \sim 450 \text{ kg}$$

und das Biegemoment im Querschnitt VI

$$M_b = 450 \cdot 83 = 37\,350 \text{ kgcm.}$$

Aus Gl. 120 ergibt sich nun wieder mit  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  (Flussstahl)

$$\frac{1}{8} \left( 3 \cdot 37\,350 + 5 \sqrt{37\,350^2 + 46\,170^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{51\,130}{0,1 \cdot 600}} = 9,48 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist die Trommelwelle nur **90 mm** stark gemacht, was wohl mit Rücksicht darauf, dass das Biegemoment äusserst selten, auch bei angehängter Maximallast, die berechnete Grösse hat, noch genügen dürfte<sup>1)</sup>.

Um die Kraft zu bestimmen, mit welcher die Kupplungs-scheibe B anzupressen ist, benutzen wir die Gleichung

$$2 \mu_1 \cdot N_1 = \frac{\mu_1 \cdot N}{\sin \beta + \mu_1 \cdot \cos \beta} \geq \frac{M_d}{r_b}$$

oder

$$N \geq \frac{M_d}{r_b} \left( \frac{\sin \beta}{\mu_1} + \cos \beta \right),$$

welche auf S. 76 bei dem entsprechend ausgebildeten Druck-lager der Schraubenflasenzüge entwickelt wurde. Das durch die Kupplung an die 1. Zwischenwelle zu übertragende grösste Drehmoment ist, wie oben berechnet,

$$M_d = 1690 \text{ kgcm,}$$

der mittlere Scheibenradius beträgt  $r_b = 23 \text{ cm}$ . Für  $\beta = 15^\circ$ ,  $\mu_1 = 0,1$  (Eisen auf Eisen) ergibt sich dann der achsiale Anpressungsdruck zu

$$N \geq \frac{1690}{23} \left( \frac{0,2588}{0,1} + 0,9659 \right) \text{ oder } \geq \sim 260 \text{ kg.}$$

Da der Hebel  $H_1$  durch seine Arme diesen Druck im Verhältnis von 1:7, der Hebel  $H_2$  ihn im Verhältnis von rund 1:2,2 verkleinert, so ist die an dem letzteren erforderliche Anpressungskraft

$$\frac{260}{7 \cdot 2,2} = \sim 17 \text{ kg,}$$

welche noch durch das am Hebel  $H_1$  aufgehangene Belastungs-gewicht von 12 kg auf

$$17 + \frac{12}{2,2} = \sim 22,5 \text{ kg}$$

erhöht wird. Beim Bremsen muss das erwähnte Gewicht die Scheibe B in die Holzbacken pressen. Hängt die Maximallast an der Trommel, so wird von ihr auf die 1. Zwischenwelle ein Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{(1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2)} Q \cdot R \frac{Z_3}{Z_3} \frac{Z_2}{Z_2} = \frac{1}{1,06 \cdot 1,09} 2000 \cdot 21 \frac{12}{75} \frac{12}{62} = \sim 1035 \text{ kgcm}$$

ausgeübt, und es bestimmt sich die erforderliche achsiale Anpressungskraft für  $\mu_1 = 0,3$  (Eisen auf Holz) nun zu

$$N \geq \frac{1025}{23} \left( \frac{0,2588}{0,3} + 0,9659 \right) \text{ oder } \geq \sim 82 \text{ kg.}$$

Durch die Hebelarme des Hebels  $H_1$  wird diese Kraft auf

$$\frac{82}{7} = \sim 12 \text{ kg}$$

für das oben erwähnte Gewicht verkleinert.

Die fast vollständige Übereinstimmung der Rechnungsergebnisse mit der Ausführung hinsichtlich der Zahnräder, Wellen usw. bietet Gewähr dafür, dass die vorliegende Winde in allen ihren Teilen hinreichend dimensioniert ist und deshalb bei sorgfältiger Herstellung den Anforderungen des Betriebes sicherlich genügen wird.

**4.** Das elektrische Spill der Jünkerather Gewerkschaft in Fig. 1, Taf. 16 besitzt 800 kg Zugkraft bei 28 m/Min. Geschwindigkeit. Wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse dieses Spills?

Als Lastorgan dient ein Drahtseil. Setzen wir für den kleinsten Radius der Spilltrommel ein Verhältnis

$$\frac{\delta}{R} = \frac{1}{250}$$

fest, so muss das Seil, soll die Gesamtspannung in ihm gemäss Gl. 68 auf S. 46 3000 kg/qcm nicht übersteigen, eine Bruchlast besitzen, die sich mit dem Faktor  $m = 9,7$  ( $K_z = 13\,500 \text{ kg}$ ) der Tabelle auf S. 48 zu

$$mQ = 9,7 \cdot 800 = 7760 \text{ kg}$$

ergibt. Th. & W. Smith in Hamburg fertigen nach der Tabelle auf S. 46 Seile aus engl. Tiegelgussstahldraht von 8150 kg Bruchlast (Konstruktion C) und

$$\delta = 0,66 \text{ mm Drahtstärke}$$

bei

$$\Delta = 14 \text{ mm Seildurchmesser.}$$

Der kleinste Trommelradius müsste dann

$$R = 0,66 \cdot 250 = 165 \text{ mm}$$

betragen. Als Wicklungsradius bei angehängter Maximallast scheint nach der Ausführung

$$R = 175 \text{ mm.}$$

angenommen zu sein.

Um nun zunächst die erforderliche Leistung des Elektromotors nach Hauptgl. VI auf S. 23 bestimmen zu können, bedürfen wir des Wertes

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2).$$

Der Wert  $\varphi_1$  für die Trommelwelle sei zu 0,05 geschätzt, derjenige  $1 + \varphi_2$  für die Schneckenwelle nach Gl. 51 auf S. 38 berechnet. Man erhält für  $\rho = 6^\circ$  und  $m_0 = 0,05$ , sobald der mittlere Steigungswinkel der 2gängigen Schnecke vorläufig zu  $17^\circ$  angenommen wird,

$$1 + \varphi_2 = \frac{0,4245 + 0,05}{0,3057} = \sim 1,55$$

und weiter

$$1 + \varphi = 1,05 \cdot 1,55 = 1,627,$$

entsprechend einem Wirkungsgrad

$$\eta = \sim 0,615.$$

Der Elektromotor muss deshalb nach Hauptgl. VI eine Leistung von

$$N = 1,627 \frac{800 \cdot 28}{75 \cdot 60} = \sim 8 \text{ PS}$$

besitzen. Nach der Ausführung ist ein Hauptstrommotor der

<sup>1)</sup> Das Eigengewicht der Trommel trägt ebenfalls zur Entlastung der Welle bei.



Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, Modell WD8, gewählt worden, der bei  $n = 500$  Umdrehungen in der Minute die berechnete Leistung hat.

Für das Übersetzungsverhältnis des Schnecken-triebes ist Gl. 143 b auf S. 116 massgebend. Dieselbe verlangt, da nach ihr mit  $R$  in  $m$

$$\left(\frac{Z_1}{m}\right) = \frac{0,175 \pi \cdot 500 \cdot 60}{30 \cdot 28} = \sim 20$$

wird, bei  $m = 2$

$$Z_1 = 40$$

Zähne für das Schneckenrad.

Um dem letzteren ein genügendes Zahnfeld zu sichern,

hat man zunächst das Verhältnis  $\frac{b}{t}$  von Breite der Zähne am Fusse zu Teilung nach den Angaben auf S. 75 festzusetzen. Aus Gl. 113 a daselbst erhalten wir mit  $x = 2,2$ , entsprechend  $Z_1 = 40$ , und

$$\frac{r_1}{t} = \frac{m}{2\pi \cdot \operatorname{tg} 17^\circ} = \frac{2}{2\pi \cdot 0,3057} = \sim 1,04,$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2,2}{1,04 + 0,6} = \frac{2,2}{1,64} = \sim 1,34,$$

oder

$$\gamma = \sim 53^\circ,$$

sowie hiermit aus Gl. 113 b

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot 53}{90} (1,04 + 0,33) = \sim 2,5.$$

Nun folgt mit  $k < 30$  aus Gl. 144 auf S. 116 die erforderliche Teilung des Schneckenrades, da das von ihm zu übertragende Drehmoment

$M_d = (1 + \varphi_1) Q \cdot R = 1,05 \cdot 800 \cdot 17,5 = 14700$  kgcm ist, zu

$$t \geq \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 14700}{40 \cdot 30} \frac{1}{2,5}} \text{ oder } t \geq 3,14 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung besitzt das Rad sogar eine Teilung

$$t = 36,5 \text{ mm}$$

und also einen Teilkreisradius von

$$R_1 = \frac{40 \cdot 36,5}{2\pi} = 232,5 \text{ mm,}$$

eine Zahnbreite am Fusse von

$$b = 2,5 \cdot 36,5 = \sim 95 \text{ mm.}$$

Bei der Schnecke ist die Ganghöhe

$$m t = 2 \cdot 36,5 = 73 \text{ mm} = 2 \frac{7}{8} \text{ engl.}$$

Der mittlere Schneckenradius muss

$$r_1 = \frac{m t}{2\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{73}{2\pi \cdot 0,3057} = \sim 38 \text{ mm}$$

betragen, ist aber in der Ausführung

$$r_1 = 40 \text{ mm,}$$

sodass der mittlere Steigungswinkel  $\alpha$  etwas kleiner als  $17^\circ$  wird.

Die Motor- und Schneckenwelle haben in der sie verbindenden Kupplung eine Stärke von 45 mm. Diese genügt der Gl. 145 auf S. 117, welche für Flussstahl als Material nur

$$d = 0,28 \sqrt[3]{\frac{71620}{500} \frac{8}{500}} = \sim 3 \text{ cm}$$

Durchmesser verlangt, vollständig.

Die Schneckenwelle wird durch das oben berechnete Moment

$$M_d = 14700 \text{ kgcm}$$

auf Verdrehung beansprucht. Gl. 145 verlangt hierfür einen Durchmesser der Flussstahlwelle von

$$d = 0,28 \sqrt[3]{14700} = \sim 6,86 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist die Welle am oberen Ende 75 mm, zwischen den Lagern 85 mm dick und dürfte deshalb hinreichend stark sein.

Die Maximallast übt nach den Angaben auf S. 117 einen achsialen Druck auf die Schneckenwelle von annähernd

$$D_0 = \frac{M_d}{r_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

oder mit  $\rho = 6^\circ$  und

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{8}{500} = \sim 1146 \text{ kgcm,}$$

$$D_0 = \frac{1146}{4 \cdot 0,4245} = \sim 675 \text{ kg.}$$

Das Kugellager zur Aufnahme dieses Druckes besteht aus 2 Laufringen mit je 10 Kugeln von 15 mm Durchmesser. Eine Kugel darf nach S. 117 mit

$$p = 30 \cdot 1,5^2 \text{ bis } 50 \cdot 1,5^2 = 67,5 \text{ bis } 112,5 \text{ kg}$$

belastet werden. Mit dem kleinsten Werte ergäben sich also unter der Annahme, dass der Druck  $D$  sich gleichmässig auf die Kugeln eines Ringes verteilt,

$$z = \frac{675}{67,5} = 10 \text{ Kugeln.}$$

## § 29.

### Die Winden für Druckwasser- und Druckluftbetrieb.

Bei Gruppenanlagen von Hebe- und Druckmaschinen mit Druckwasserbetrieb, wie sie namentlich für grössere Hafenanlagen gebräuchlich sind, kommen als einfache Hebezeuge Winden mit Hubmotoren und Spills mit Kurbelmotoren vor. Jene, die wir kurz als hydraulische Winden bezeichnen, werden zum Ein- und Ausspeichern der Waren benutzt, diese, die wir hydraulische Spills nennen, dienen zum Verholen der Schiffe und Rangieren der Eisenbahnwagen. Die bei Pressluftanlagen verwendeten Luftdruckwinden sind auch in der Regel einfache Hubmotoren. Sie sind namentlich in Giessereien und Werkstätten mit Druckluftanlage gebräuchlich und ermöglichen das Heben von Schmelzriegeln, Formkästen, Gussstücken oder das Aufringen von schweren Arbeitsstücken auf die Arbeitsmaschinen usw. in einfacher und bequemer Weise. Luftdruckwinden mit Kurbelmotoren werden meist wie Dampfwinden ausgebildet. Wir beschränken deshalb hier unsere Betrachtungen auf die erwähnten drei Hebezeugarten, nämlich auf:

#### a) Hydraulische Winden.

Da der Druckkolben keine Umsetzung zwischen Kraft- und gleichzeitigem Lastweg ermöglicht, so verbindet man ihn bei den vorliegenden Winden stets mit einem umgekehrten oder hydraulischen Flaschenzuge. Die Umsetzung desselben ist, wie auf S. 29 gezeigt, von der gesamten Rollenzahl  $n$  des Zuges abhängig und hier höchstens eine 10 fache; die Lastgeschwindigkeit ist dabei gleich der  $n$  fachen Kraft- oder Kolbengeschwindigkeit.

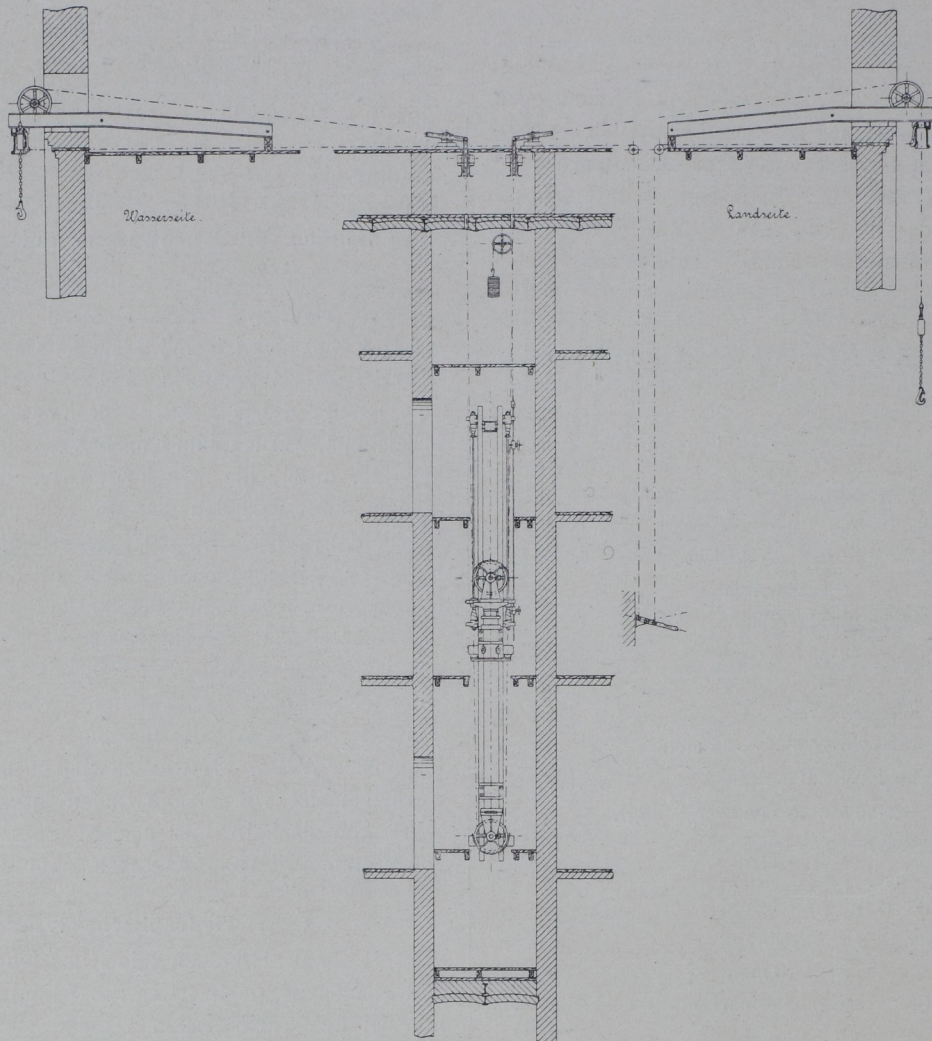
Fig. 96 auf S. 126 zeigt zunächst die allgemeine Ausführung und Anordnung einer hydraulischen Winde mit einfachem Tauchkolben nach C. Hoppe in Berlin. Die Winde wird entweder schrägliegend im Dachgeschoss des Lagerspeichers oder auch wie in der Figur vertikal in einem besonderen Schacht aufgestellt; im letzteren Falle kann die Winde, da sie im abgeschlossenen Raum liegt, besser gegen Frost geschützt werden als im ersteren, wo einerseits bei eintretender Undichtheit oder



sogar Rohrbruch eine Beschädigung der Waren in den darunter liegenden Räumen, wenn diese nicht durch undurchlässige Decken gegen das Dachgeschoss abgegrenzt sind, zu befürchten ist, andererseits sich aber die billigste Anordnung der Seilführung und Steuerzüge ergibt. Der Tauchkolben wirkt treibend nach oben und trägt an seinem Kopfe die losen Kraftrollen des hydraulischen Flaschenzuges, dessen feste Rollen an dem unteren Cylinderdeckel verlagert sind. Zur Führung des Plungers dienen ausser der Stopfbuchse noch zwei Rundeisen, welche von

erforderliche Einstellung des Schiebers kann durch Steuerseile oder feste Steuergestänge von jeder Etage aus bewirkt und so die gewünschte Bewegung der Last eingeleitet und reguliert werden. Die Geschwindigkeit, mit welcher nämlich hier die Last gehoben oder gesenkt wird, ist ausser von der Grösse der Last von der Eröffnung des Einlasskanales I abhängig. Bei derselben Kanaleröffnung fällt die Hubgeschwindigkeit der Last um so kleiner aus, je grösser die Last ist. Beim Lastsenken, wo die Last und das Kolbengewicht das Wasser aus dem

Fig. 96.



entsprechenden Augen des oberen Rollenkopfes umfasst werden. Vermittelst einer später erklärten Umschaltvorrichtung kann ferner die Winde je nach Bedarf an zwei Seiten — Land- und Wasserseite der Speicheranlagen an Häfen — zum Heben und Senken von Lasten benutzt werden. Als Steuerung dient gewöhnlich ein einfacher Muschelschieber mit zwei Kanälen, wie ihn z. B. Fig. 4, Taf. 37 für einen hydraulischen Drehkran zeigt. Vom Kanal I führt eine Leitung zum Cylinder, der Kanal II schliesst an die Ablassleitung. Beim Heben der Last tritt das Druckwasser aus dem Schieberkasten durch den Kanal I und seine Leitung unter den Tauchkolben, beim Senken fliesst es durch I, den Schieber und II wieder ab. Die

Cylinder treiben, findet dagegen das Umgekehrte statt; hier geht bei derselben Kanaleröffnung die Last um so langsamer nieder, je kleiner die Last ist. Durch passende Kanaleröffnungen kann also bei zweckentsprechenden Dimensionen des Einlasskanales die Lastgeschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade immer geregelt werden.

Hydraulische Winden mit einfachem Tauchkolben haben den grossen Nachteil, dass immer die gleiche Druckwassermenge aufgewendet werden muss, gleichgiltig, ob der leere Haken oder die grösste Last zu bewegen ist. Um den Wasserverbrauch zu beschränken, hat man hauptsächlich zwei Wege eingeschlagen. Nach dem einen sucht man den Druckwasserbedarf, der jeweilig zu hebenden



Lastgrösse anzupassen, indem man den Winden Kolben für mehrere Laststufen giebt. Bei Speicherwinden hat dieses Mittel, so vorteilhaft es sich auch im Kranbetriebe erwiesen hat, nicht nur wegen der geringeren Einfachheit des ganzen Hebezeuges, sondern namentlich auch mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes wenig Anwendung gefunden<sup>1)</sup>. Gute Erfahrungen dagegen hat man im Speicherbetriebe mit einer Windenkonstruktion des Herrn Maschineninspektor Eilert<sup>2)</sup> in Hamburg gemacht, welcher den zweiten Weg eingeschlagen hat, indem er an Stelle des Plungerkolbens einen Scheibenkolben benutzt. Fig. 1, Taf. 18 zeigt die Gesamtanordnung einer solchen Winde.

K ist der Scheibenkolben, dessen einseitige Kolbenstange bedeutend verstärkt ist. Beim Heben der Last geht der Kolben nach unten, beim Senken nach oben. Der Schieber Spiegel des einfachen Muschelschiebers enthält hier, den beiden Seiten eines Scheibenkolbens entsprechend, drei Kanäle I, II und III. Dieselben sind durch die Leitungen a, b, c, d, e in geeigneter Weise teils mit dem Cylinder, teils mit dem Behälter B verbunden, in welchen das aus dem Cylinder tretende Wasser fliesst. R<sub>1</sub> und R<sub>2</sub> sind zwei Rückschlagventile in den erwähnten Leitungen, welche sich unter dem Drucke des aus dem Schieberkasten oder dem Cylinder kommenden Wassers schliessen, dagegen beim Ansaugen des Behälterwassers durch den Scheibenkolben öffnen. Die Wirkungsweise der Winde ist dabei die folgende.

Dem Heben des leeren Hakens, welches durch das Eigengewicht des Kolbens und unteren Rollenkopfes bewirkt wird, entspricht die Schieberstellung No. 1 in Fig. 1, Taf. 18. Der Schieber schliesst dann den Kanal I und verbindet die Kanäle II und III miteinander. Infolgedessen gelangt kein Druckwasser aus dem Schieberkasten in den Cylinder, sondern beim Niedergehen des Kolbens tritt das Wasser von der unteren Seite des letzteren durch b, II, den Schieber nach III und von hier durch c nach B, während die obere Kolbenseite aus B durch c, R<sub>1</sub> und a Wasser ansaugt.

Beim Heben der Last nimmt der Schieber die Stellung No. 2 ein. Er öffnet dann den Kanal I dem Druckwasser, das durch a über den Kolben strömt und diesen, unterstützt durch dessen Eigengewicht, niederdrückt. Der Schieber verbindet ferner die Kanäle II und III, so dass das Wasser von der unteren Kolbenseite wie im vorigen Falle nach B gehen kann.

In der Ruhestellung der Last sind gemäss der Schieberstellung No. 3 die Kanäle I und II geschlossen, so dass weder Wasser in den Cylinder noch aus demselben treten kann.

Für das Senken der Last gilt die Stellung No. 4. Der Schieber schliesst den Kanal II, so dass der Kolben mit seiner unteren Seite Wasser aus dem Behälter B durch c, d, R<sub>2</sub>, e und b ansaugt. Das Wasser der oberen

Kolbenseite wird durch a, I, den Schieber, III, c nach B geleitet.

Beim Senken des leeren Hakens endlich muss der Schieber die in No. 5 angegebene Stellung einnehmen. Bei ihr ist der Kanal II dem Druckwasser des Schieberkastens geöffnet, das durch b unter die schmale Ringfläche der unteren Kolbenseite gelangt. Das Wasser der oberen Kolbenseite geht wie bei der vorigen Schieberlage zum Behälter B.

Man ersieht aus dem Vorstehenden, dass nur zum Heben der Last und zum Senken des leeren Hakens Druckwasser gebraucht wird. Das Senken der Last und Heben des leeren Hakens dagegen erfolgt ohne Druckwasserverbrauch allein durch das Abwasser des Behälters B. Für Speicheranlagen, wo jede Last, die in den Speicher gehoben wird, auch später wieder aus demselben gesenkt werden muss, fällt also bei der vorliegenden Winde die Füllung des Cylinders fort, welche beim einfachen Tauchkolben nötig ist, um das zum Senken von Lasten erforderliche Hochziehen des leeren Hakens zu bewirken. Der an Stelle dessen tretende Druckwasserverbrauch für das Senken des leeren Hakens bei der Eilert'schen Winde ist viel geringer, und es haben sich hieraus bis zu 40 Prozent Ersparnis an Druckwasser gegenüber den Winden mit einfachem Tauchkolben ergeben. Die nachstehende Tabelle, welche der Verfasser einer freundlichen Zuschrift des Herrn Maschineninspektor Eilert in Hamburg verdankt, lässt die Verhältnisse erkennen, unter denen die betreffenden Winden jetzt arbeiten.

Belastung des Windehakens in kg	Druck auf die obere Kolbenfläche in Atm.		Druck auf die untere Ringfläche in Atm.		1 m Plungerhub wurde durchlaufen in Sek.		Haken-geschwindigkeit in m/Sek.	
	Heben	Senken	Heben	Senken	Heben	Senken	Heben	Senken
1173	49	39 bis 40	1	0	20	—	0,5	über 1,5
1023	45	35,5	2,5	0	14	—	0,715	—
923	40	31,5 bis 32	3,7	0	11	—	0,91	—
leerer Haken	0	7,5	4	46	10	13,5	1	0,74

Wirkungsgrad der Winde beim Heben der Maximallast (s. Gl. 154, S. 130) für n=9+1=10, D=18,5, D<sub>1</sub>=16,5 cm, p<sub>0</sub>=50 kg/qcm

$$\eta = \frac{1173 \cdot 10}{50 (2 \cdot 18,5^2 - 16,5^2) \frac{\pi}{4}} = 0,724.$$

Aus Fig. 1, Taf. 18 ist auch die Umschaltvorrichtung zu erkennen, vermittelt welcher die Winde sowohl von der Land- als auch von der Wasserseite zum Heben und Senken von Lasten benutzt werden kann. Dieselbe besteht aus zwei Glocken G, in welche die Belastungsgewichte der Haken in ihrer höchsten Lage treten, und zwei Seilzügen, die mit ihrem einen Ende an mit Federn F versehene Riegel der Glocken, mit ihrem anderen an zwei zu entgegengesetzten Seiten des Drehpunktes liegende Stellen eines Hebels H anschliessen. Je nach der Einstellung dieses Hebels wird nun der eine Riegel angezogen und das Belastungsgewicht dieser Seite (in der Figur die rechte) zum Heben und Senken frei gegeben, während

1) S. hierüber „Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure“, Jahrgang 1892, S. 333.

2) S. auch dessen Aufsatz in der „Zeitschrift des Ver. deut. Ingenieure“, Jahrgang 1894, S. 1262.



der andere Riegel, angedrückt durch seine Feder, unter das zugehörige Belastungsgewicht greift und es bezw. das anschliessende Seilende des hydraulischen Flaschenzuges festhält (in der Figur die linke Seite).

Fig. 2, 2a, b und c zeigen die Eilert'sche Winde im Detail.

Bezüglich der Ausführung der einzelnen Teile von hydraulischen Winden ist das Folgende zu bemerken.

Das Material des Kolbens, der stehend und mit verlorenem Kopf gegossen wird, ist Gusseisen. Um die Lage des Kernes besser zu sichern, werden beide Enden des Kolbens offen gehalten. Der Schluss an dem freien Ende erfolgt nach Fig. 2, Taf. 37 durch eine mit Blei eingestemnte Scheibe. In Fig. 2a, Taf. 18 ist dem betreffenden Kolbenende der konische Kopf einer schmiedeeisernen Schraube S mit Hilfe von eingestemnten quadratischen Kupferringen eingesetzt. Die Bronzemutter der Schraube hält dabei den Deckel T und die Dichtung des Scheibenkolbens, welche aus Baumwollzöpfen mit über- und untergelegten, federnd aufgeschnittenen Kupferringen z besteht. Das andere Ende des Kolbens kann bei den einfachen Plungern offen bleiben, in Fig. 2a, Taf. 18 dagegen, wo die Entwässerung der oberen Kolben- seite (s. weiter unten) durch den Kolben vor sich geht, ist ein dichter Abschluss nötig. Derselbe wird durch zwei Stücke bewirkt, von denen das äussere  $t_2$  mit Gewinde gegen das innere  $t_1$  gepresst wird; das letztere dichtet durch Gummiring ab. Die Befestigung des unteren Rollenkopfes am Kolben geschieht in Fig. 2, Taf. 18 durch Keil, in Fig. 2, Taf. 37 durch Aufpressen und Eintreiben eines stählernen Bolzens. In jedem Falle wird der Kolben sauber abgedreht und auf der Polierbank abgeschliffen, damit der Durchmesser über die ganze Kolbenlänge genau gleich und die Oberfläche möglichst glatt wird. Zur Führung des Kolbens dienen ausser der Stopfbuchse des Cylinders bei den vorliegenden Winden in der Regel noch zwei Rundeisen, die am Gestell der Winde und deren Befestigungsbalken gehalten und von ausgebuchsten Augen des verschiebbaren Rollenkopfes umfasst werden. Bufferfedern an den Enden dieser Stangen mildern etwa auftretende Stösse.

Für den Cylinder gilt bezüglich des Materiales und des Gusses dasselbe wie beim Kolben; Dichtigkeit des Gusses ist hier vor allen Dingen erforderlich. Ausgebohrt braucht der Cylinder nur bei Scheibenkolben zu werden. An dem einen Ende ist dem Cylinder der Packungsbehälter für die Stopfbuchse angegossen. Als Packungsmaterial für dieselbe hat sich Baumwolle am besten bewährt. Sie wird in passend abgeschnittenen Zöpfen eingelegt und dann mit Paraffin getränkt. Der Grundring aus Bronze darf natürlich nicht fehlen. In ihn muss der Kolben bei seiner Endstellung 15 bis 30 mm eintreten, damit sich keine Schmutzkruste an diesem bildet. Ein Entwässerungs- und Entlüftungsventil ist an jedem Cylinder vorzusehen; das erstere muss an der tiefsten, das letztere an der höchsten Stelle sitzen ( $v_1$  und  $v_2$  in Fig. 2, Taf. 37), wo der Cylinder horizontal liegt. Bei Scheibenkolben sind diese Ventile für jede Kolben- seite anzuordnen. In Fig. 2

und 2a, Taf. 18 sind die Stellen, an denen sie angebracht sind, mit  $v_3$  und  $v_4$  für die untere Kolben- seite bezeichnet; für die obere sitzt das Entlüftungsventil in  $v_1$ , während das Wasser dieser Seite, das durch die Löcher x und y der Scheibe T bezw. Schraube S in die Höhlung des Kolbens tritt, durch  $v_2$  abfliessen kann.

Die Nuten der Seilrollen sind, wie schon bei den Drahtseilen bemerkt, auf's Sauberste auszdrehen und im Profil dem Seil möglichst einzupassen, ohne dass dieses sich beim Einlegen klemmt. Um das Aus- und Abtreten der Seile von den Rollen zu verhüten, werden Blechkappen (Fig. 2, Taf. 18) angeordnet, welche den äusseren Rollenkranz umfassen und an den Ab- und Auflaufstellen der Seile bis auf 2 bis 3 mm an diese herantreten. Ferner sind in Fig. 2, Taf. 18, um Verschlingungen vorzubeugen, die zwischen den Rollenköpfen nebeneinander laufenden Seilenden in zwei Holzbelägen  $b_1$ ,  $b_2$  geführt, von denen der eine fest am Cylinder, der andere mit dem unteren Rollenkopf verschiebbar angebracht ist. Die Rollennaben werden hier stets ausgebucht und sitzen drehbar auf ihrem Bolzen. Für Schmierung wird durch Fettbüchsen, welche den Enden des Bolzens eingeschraubt sind, gesorgt. Da bei nur einer Buchse an jedem Ende und nur einem Längskanal aber das Fett gewöhnlich nur an die Naben der äusseren Rollen gelangt, so sieht Eilert nach Fig. 2b, Taf. 18 für jede Rollennabe eine besondere Buchse mit besonderer Schmiernut vor.

Als Steuerungsorgan werden bei hydraulischen Winden meistens einfache Muschelschieber verwendet (s. Fig. 4, Taf. 37 und Fig. 2c, Taf. 18). Sie werden wegen des starken Verschleisses in harter Phosphorbronze gegossen und durch eine Schieberstange aus Deltametall auf einem Schieberspiegel bewegt, welcher, um den Verschleiss allein in ihn zu legen, in weicherer Bronze als der Schieber gegossen und zur leichteren Auswech- selung im Schiebergehäuse mit Papierzwischenlage als Abdichtung durch Schrauben befestigt ist. Das Schiebergehäuse besteht aus Rotguss. Damit der Schieber nicht abklappen kann, ist in Fig. 2c, Taf. 18 noch eine Platte P dem Schieberkasten eingeschraubt. Diese, sowie der Schieberspiegel ist rund gehalten, um sie und alle Teile, in oder auf denen sie befestigt sind, möglichst auf der Drehbank fertig stellen zu können. Zur seitlichen Führung des Schiebers dienen zwei Lappen, welche angeschraubt sind, damit sie die Bearbeitung des Schiebers nicht hindern. Die Höhlung im Schieber ist auszurunden, um dem austretenden Wasserstrom möglichst wenig Widerstand entgegenzusetzen. Ebenso ist das Mündungsrohr für das Druckwasser im Schieberkasten so zu legen, dass dieses Wasser möglichst unbehindert und auf dem kürzesten Wege zur Eintrittsöffnung im Schieberspiegel gelangen kann. Zur dauernden Abdichtung zwischen Schieber und Schieberspiegel genügen 3 mm und mehr. Der Schieberspiegel steht zweckmässig im Schieberkasten etwas vor. Die Kanalöffnungen in ihm werden rechteckig, oft auch, um einen allmählichen Kanalschluss zu erreichen, dreieckig gehalten. Zu gleichem Zweck feilt man auch wohl die äusseren und inneren Abschlusskanten des Schiebers in



ihrer Mitte etwa 2 mm tief und 5 mm breit an. Die äusseren Kanten des Schiebers sollen bei dessen Endlagen über den Schieberspiegel hinaustreten, damit kein Grat angeschliffen wird. Für Schmierung des Schiebers ist natürlich bestens Sorge zu tragen. Wie aus Fig. 4, Taf. 37 und Fig. 2c, Taf. 18 ersichtlich, wird das Fett der Schmierbüchse durch besondere kleine Kanäle in Löcher oder Rinnen des Schieberspiegels gepresst. Da das Schmieren aber nur in den Betriebspausen und bei abgestelltem Druckwasser geschehen kann, so muss während der übrigen Zeit die Öffnung der Schmierbüchse nach dem Schiebergehäuse hin geschlossen sein. Hierzu dient in Fig. 4, Taf. 37 die Spitze am Gewindezapfen der Schmierbüchse, während in Fig. 2c, Taf. 18 hierfür eine besondere Spindel mit einem zweiten, kleineren Handrade vorgesehen ist.

Zur weiteren Armatur des Steuerapparates gehören noch ein Entwässerungsventil  $v_5$  und ein Entlüftungsventil  $v_6$ , von denen jenes wieder im tiefsten, dieses im höchsten Punkte des Schiebergehäuses sitzen muss; ferner eine Cirkulationsvorrichtung  $v_8$ , durch welche der Schieberkasten mit dem Ablassrohr in Verbindung gesetzt werden kann, um durch mässigen Abfluss des Druckwassers der Frostgefahr bei längeren Betriebspausen vorzubeugen; endlich ein Sicherheits- oder Stossventil  $v_9$ , welches sich unter dem Drucke des im Cylinder befindlichen Wassers nach dem Schieberkasten öffnet, sobald infolge von Wasserstössen, wie sie namentlich bei zu schnellem Umsteuern entstehen, im Cylinder ein höherer Druck als im Schieberkasten herrscht. Bei  $v_7$  kann schliesslich ein Manometer eingeschraubt werden.

Zur Bewegung des Schiebers dient ein Steuerhebel, dessen Arme gewöhnlich eine Übersetzung von 1:20 haben und der durch Steuerzüge oder Seile von verschiedenen Stellen aus bewegt werden kann. Einstellbare Knaggen  $k$  einer Stange  $Z$  (Fig. 2, Taf. 18) bewirken eine selbstthätige Ausrückung der Steuerung für die Endlagen des Kolbens.

Bei der **Berechnung** einer hydraulischen Winde handelt es sich in erster Linie um die Bestimmung des Kolbendurchmessers und der Kanalquerschnitte im Schieberspiegel.

Beim einfachen Tauchkolben zunächst gilt für das Heben der Last die Beziehung 36 auf S. 32. Ist nun

- $p_0$  der Wasserdruck im Schieberkasten,
- $p$  derjenige im Cylinder,
- $p_x = p_0 - p$  der Druckverlust zwischen beiden in kg/qcm,
- $D$  der Plungerdurchmesser in cm,
- $G_s$  das Gewicht des Hakengeschirres,
- $G$  dasjenige des Plungers inkl. seines Rollenkopfes und unter Berücksichtigung seines Auftriebes in kg,

so lautet die Gl. 36 mit  $1 + \varphi = (1 + \varphi_d)(1 + \varphi_h)$ ,  $Q + G_s$  anstatt  $Q$  und unter Beachtung des vom Wasserdruck mit zu überwindenden Plungergewichtes  $G$  hier

$$p \cdot D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi_d)(1 + \varphi_h) n(Q + G_s) + G.$$

Der Faktor  $(1 + \varphi_d)$  berücksichtigt die Stopfbuchsen-

reibung, die beim Entwurf zu schätzen ist. Setzt man dieselbe gleich  $W$ , so wird

$$p \cdot D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi_h) n(Q + G_s) + W + G \quad 146$$

$1 + \varphi_h$  ist der durch Gl. 26, S. 29 gegebene Verlustfaktor des hydraulischen Flaschenzuges, einschliesslich etwaiger Leitrollen.  $n$  die Gesamtzahl der Rollen des Flaschenzuges unter Beachtung des auf S. 29 hierzu Bemerkten.

Aus Gl. 146 kann der Kolbendurchmesser  $D$  berechnet werden, sobald der Druckverlust  $p_x$ , das Gewicht  $G_s$  und  $G$ , sowie der Widerstand  $W$  an Hand entsprechender Ausführungen geschätzt sind.  $p_x$  beträgt beim Heben der Maximallast ungefähr  $0,05p_0$  bis  $0,12p_0$ , und zwar um so mehr, je grösser  $p_0$ .  $G_s$  ist bei ausgeführten Winden, die bis zu 1000 kg Last heben, 50 bis 70 kg,  $G$  kann zu  $\sim Q$  bis  $0,9Q$  bei der ersten Berechnung angenommen werden.  $W$  endlich betrug an einer Winde der Hamburger Freihafen-Gesellschaft von 190 mm Plungerdurchmesser und 50 kg/qcm Betriebsdruck 140 kg.

Beim Senken der Last, wo der Plunger durch sein Gewicht und die Last niedergezogen wird, gilt, wenn  $p_x'$  den Druck des austretenden Wassers unter dem Kolben bezeichnet, die Beziehung

$$G + \frac{n(Q + G_s)}{1 + \varphi_h'} = p_x' \cdot D^2 \frac{\pi}{4} + W \quad 147$$

wobei  $1 + \varphi_h'$  soweit der Flaschenzug in betracht kommt, durch die Gl. 26a, S. 30, gegeben ist. Für das Senken des leeren Hakens gilt die vorstehende Gleichung mit  $Q = 0$ . Ist der Cylinder schräg angeordnet, so ist in Gl. 146 u. 147 für  $G$  die in die Cylinderachse fallende Komponente des Plungergewichtes einzuführen.

Von den Kanälen im Schieberspiegel ist nur der Eintrittskanal hier zu bestimmen; der Austrittskanal wird ebenso gross oder grösser gemacht. Die Geschwindigkeit  $v$  des Wassers in dem Eintrittskanal steht zu dem stattfindenden Druckverlust  $p_x$  in der bekannten Beziehung

$$p_x = \zeta \frac{v^2}{20g}$$

$v$  ist hierin in m/Sek.,  $p_x$  in kg/qcm einzusetzen,  $g = 9,81 \cdot \zeta$  bezeichnet den Widerstandskoeffizienten für den Weg des Wassers vom Schieberkasten bis zum Kolben.

Weiter muss das hinter den Kolben tretende oder das von diesem verdrängte Wasservolumen  $F \cdot c$  (mit

$F = D^2 \frac{\pi}{4}$  als Kolbenquerschnitt und  $c$  als Kolbengeschwindigkeit) gleich dem in derselben Zeit durch den Eintrittskanal fliessenden, also

$$xf \cdot v = F \cdot c$$

sein, unter  $xf$  den Eröffnungsquerschnitt verstanden.

Den Querschnitt  $f$  ermittelt man bei Winden mit einfachem Plunger aus der beim Senken des leeren Hakens gewünschten Kolbengeschwindigkeit  $c'$ , die gewöhnlich grösser oder doch wenigstens ebenso gross als die Hubgeschwindigkeit der Maximallast sein soll. Der Kanal ist beim Senken des leeren Hakens ganz geöffnet. Man verfährt dabei in der Weise, dass man aus Gl. 147



mit dem für den Hub der Maximallast aus Gl. 146 berechneten Kolbendurchmesser  $D$  die unter dem Kolben erforderliche Wasserpressung  $p_x'$  ermittelt, womit sich dann aus den beiden oben angeführten Gleichungen für die Wassergeschwindigkeit im Kanal und dessen Querschnitt

$$\left. \begin{aligned} v' &= \sqrt{\frac{20 \cdot 9,81 \cdot p_x'}{\zeta}} = \sim 14 \sqrt{\frac{p_x'}{\zeta}} \\ \text{bezw.} \quad f &= \frac{F \cdot c'}{v'} \end{aligned} \right\} \quad 148$$

ergibt. Lang<sup>1)</sup> fand durch Versuche an einer Winde der Hamburger Freihafen-Gesellschaft

$$\zeta = 4,66 \text{ bis } 1,5,$$

je nachdem der Kanal voll oder nur zum 4. Teile eröffnet war.

Mit dem erhaltenen  $f$  hat man die Verhältnisse für den Hub der Maximallast zu prüfen, auch zu kontrollieren, mit welcher Geschwindigkeit die Maximallast bei ganz geöffnetem Kanal niedergeht, wenn dies bei unachtsamer Bedienung einmal vorkommen sollte. Besonderer Einstellung des Schiebers durch Probieren an der ausgeführten Winde bedarf es in jedem Falle.

Bei der Eilertschen Winde mit Scheibenkolben gilt für den Hub der Maximallast die Gl. 146 ebenfalls, wenn der Gegendruck auf der unteren Seite vernachlässigt werden kann. Für das Senken des leeren Hakens, wo hier Druckwasser unter den Kolben kommt und der Plunger zu heben ist, gilt die Beziehung

$$p'(D^2 - D_1^2) \frac{\pi}{4} + \frac{n \cdot G_s}{1 + \varphi_h} = G + W \quad 149$$

mit  $p' = p_0 - p_x'$  als Wasserdruck unter dem Kolben und  $D_1$  als Durchmesser der verstärkten Kolbenstange.

Von den beiden Einlasskanälen wird man den grösseren, der zur oberen Kolbenseite führt, für das gewählte  $p_x$  beim Heben der Maximallast, wo der Kanal ganz geöffnet sein kann, in der Weise bestimmen, dass man zunächst  $v$  und dann  $f$  aus Gl. 148 berechnet. Der kleinere Kanal der unteren Kolbenseite ist so zu bemessen, dass die hindernde Pressung des hier austretenden Wassers beim Hub der grössten Last möglichst gering ist.

Über die Berechnung der weiteren Teile einer hydraulischen Winde ist hier noch das Folgende zu bemerken.

Die grösste Spannung in der Kette oder dem Seil des hydraulischen Flaschenzuges, von welcher die Ketten- bzw. Seilstärke abhängig ist, tritt im festliegenden Trum auf und beträgt nach den Angaben auf S. 29

$$S = (1 + \varphi_0)^n (Q + G_s).$$

Jede Leitrolle, über welche sich die Kette oder das Seil bewegt, vergrößert diesen Wert natürlich um das  $(1 + \varphi_0)$ fache.  $\varphi_0$  kann gleich 1,04 für 180° und gleich

1,03 für 90° Umschlingungswinkel bei den hier üblichen Rollenradien gesetzt werden.

Die Rollenbolzen sind auf Biegung und Flächenpressung zu berechnen. Ist

$d$  der Durchmesser,

$l_1$  der Abstand von Mitte bis Mitte Auge,

$l$  derjenige zwischen den Augen dieser Bolzen,

so gilt nach der Biegefestigkeit die Beziehung

$$(1 + \varphi_h) n (Q + G_s) \frac{l_1}{8} = 0,1 d^3 \cdot k_b \quad 150$$

während die Rücksicht auf die Flächenpressung diejenige

$$(1 + \varphi_h) n (Q + G_s) = l \cdot d \cdot p \quad 151$$

erfüllt wissen will. Stahlbolzen und ausgebuchte Rollen lassen  $k_b \leq 1200$  und  $p \leq 75$  kg/qcm zu.

Die Wandstärke  $\delta$  der Cylinder ist nach der auf S. 106 angeführten Beziehung zu berechnen, welche mit  $D_i$  als innerem Cylinderdurchmesser

$$\delta = 0,5 D_i \left( \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p}{k_z + 1,3 p}} - 1 \right) \quad 152$$

lautet. Für Gusseisen kann  $k_z = 200$  bis 300 kg/qcm gesetzt werden. Ein Zuschlag zur berechneten Wandstärke ist mit Rücksicht auf etwaige Mängel des Gusses geboten.

Die Wandstärke des Plungers ist so zu wählen, wie es die Herstellung und das Gewicht desselben verlangen. Die Festigkeit (Zerknicken und Druck) liefert für gusseiserne Plunger in der Regel zu geringe Wandstärken.

Der Wirkungsgrad einer hydraulischen Winde mit einfachem Plungerkolben ergibt sich, weil  $p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} c$  die aufgewandte,  $Q \cdot w$  die nutzbar geleistete Arbeit ist, zu

$$\eta = \frac{Q \cdot w}{p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} c} = \frac{Q \cdot n}{p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4}} \quad 153$$

mit  $n = \frac{W}{c}$ . Für die Eilertsche Winde mit Scheibenkolben ist nicht nur die Last durch das Druckwasser zu heben, sondern auch der leere Haken durch dasselbe zu senken. Hier ist also

$$\eta = \frac{Q \cdot w}{p_0 \left\{ D^2 \frac{\pi}{4} + (D^2 - D_1^2) \frac{\pi}{4} \right\} c} = \frac{Q \cdot n}{p_0 \left( 2 D^2 - D_1^2 \right) \frac{\pi}{4}} \quad 154$$

wenn  $D_1$ , wie oben, den Durchmesser der Kolbenstange bezeichnet.

### b) Hydraulische Spills.

Die allgemeine **Einrichtung** eines solchen zeigen die Fig. 3, 2a u. 2b, Taf. 17 nach einer Ausführung von Fried. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg.

A sind die drei horizontal angeordneten Cylinder, welche mit ihren drei einfachwirkenden Kolben und Schubstangen auf den gemeinsamen Kurbelzapfen  $Z$  der vertikalen Spilltrommel wirken. In der unteren Verlängerung ist diesem Zapfen ein zweiter, kleinerer Zapfen  $z$  eingesetzt, der bei seiner Drehung die Steuer-

1) S. „Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure“, Jahrgang 1893, S. 1323.



scheibe K durch ein Vierkant mitnimmt und in der folgenden Weise den Wasserein- und -austritt für die Cylinder bewirkt.

Das Druckwasser tritt bei I ein und gelangt durch die Rohrstücke b, b<sub>1</sub> und b<sub>2</sub> in ein Absperrventil V, das durch einen Tritt auf den Stempel s geöffnet werden kann, beim Nachlassen des Trittes sich aber vermittelt einer Feder von selbst wieder schliesst. Aus dem Ventil V leiten die Rohrstücke c und d das Druckwasser in einen gekrümmten Rohrzapfen R, der excentrisch der oben erwähnten Steuerscheibe K eingesetzt ist. Die Scheibe K hat nun (s. Fig. 2b) zwei Schlitz k<sub>1</sub> und k<sub>2</sub>, welche sich bei einer Drehung der Scheibe und des mitgenommenen Rohrzapfens über die Mündungen der drei Cylinderkanäle k in der als Schieberspiegel dienenden Platte S bewegen; die letztere ist mit dem Stück N der zusammengegrossenen Cylinder durch Schrauben verbunden. Durch den Schlitz k<sub>1</sub> gelangt das Druckwasser aus dem Rohrzapfen R in die Kanäle k hinter die Kolben, durch den Schlitz k<sub>2</sub> tritt es wieder aus, und zwar in das Innere des Stückes M. Von hier kann es durch die Leitung e, f<sub>2</sub>, f<sub>1</sub>, f, II die Maschine verlassen.

Zur dichten Anpressung der Steuerscheibe K auf ihren Spiegel und des unteren Flansches vom Rohrzapfen R gegen den Boden des Gehäuses M dient eine Blattfeder F. Die ganze Steuerung mit den Lagern der Trommelwelle sitzt an einer Platte B, welche mit den Rohrzapfen b<sub>2</sub> und f<sub>2</sub> in den Lagern h um 180° drehbar ist. Die Lager gehören einem in das Fundament eingelassenen Rahmen C an. Beim Gebrauch des Spills steht die Platte B mit dem Rahmen C durch die Schrauben m in fester Verbindung, und liegt die Maschine dann geschützt unterhalb der genannten Platte. Um die Maschine für eine Reparatur zugänglich zu machen, werden die Schrauben m gelöst und die Platte B wird um 180° gekippt.

Bei der **Berechnung** eines hydraulischen Spills ist nach Gl. 42, S. 33, die Kraft an der vertikalen Trommelwelle

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

zu setzen, wenn

R den Trommelradius,

a den Kurbelradius

bezeichnet. Berücksichtigt man weiter noch die Verluste im Kurbelmechanismus der Druckcylinder, sowie die Wasser- und Druckverluste in der Steuerung und der Rohrleitung, setzt also

$$P = p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4}$$

mit p<sub>0</sub> als Betriebsdruck in kg/qcm,

D als Cylinderdurchmesser in cm,

so ergibt sich mit 1 + φ als Verlustfaktor für die ganze Maschine

$$p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{a}$$

und hieraus als erforderlicher Cylinderquerschnitt

$$D^2 \frac{\pi}{4} = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot R}{p_0 \cdot a} \quad 155$$

1 + φ dürfte zwischen 2 bis 1,42, der Wirkungsgrad η der Spills also zwischen 0,5 bis 0,7 betragen. Für die Verhältnisse in Fig. 3 u. 2a, Taf. 17, mit

$$D = 11,5 \text{ cm}, p_0 = 75 \text{ kg/qcm}, Q = 1000 \text{ kg}, R = 208 \text{ mm}, a = 40 \text{ mm}$$

ergibt sich z. B.

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{Q \cdot R}{p_0 \cdot a} \frac{1}{D^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{1000 \cdot 20,8}{75 \cdot 4 \cdot 11,5^2 \frac{\pi}{4}} = \sim 0,67.$$

Als **Nachteil** der vorstehenden Spills machen sich namentlich Wasserverluste infolge nicht Dichthaltens der Schieberplatte und anderer Umstände, wie sie aus dem Einstellen der Steuerung hervorgehen, geltend. Wo elektrische Energie zur Verfügung steht oder leicht zu beschaffen ist, verwendet man deshalb jetzt lieber Spills mit elektrischem Antrieb, die sich durch längere Lebensdauer und geringere Betriebskosten auszeichnen.

### c) Luftdruckwinden.

Die allgemeine **Ausführung** und Wirkungsweise dieser Winden in ihrer einfachsten Gestalt ist die folgende. Der Hubcylinder enthält einen Scheibenkolben, dessen nach unten durch eine Stopfbuchse tretende Kolbenstange den Lasthaken trägt. Soll die Last gehoben werden, so lässt man die komprimierte Luft durch ein Ventil, das durch Handrad und Kette bedient werden kann, unter den Kolben. Beim Senken der Last strömt die unter dem Kolben befindliche Luft über denselben, was durch Drehen des Ventils in entgegengesetzter Richtung wie vorhin bewirkt werden kann. Zur Regulierung der Geschwindigkeit beim Lastheben und -senken dient auch nur dieses Ventil; die Regulierung ist deshalb keine vollkommene und zeigt bei ruckweisem Arbeiten plötzliches Emporschnellen und selbstthätiges Zurückgehen des belasteten Kolbens als grossen Übelstand. Zur Abhilfe versieht man die Luftdruckhebezeuge jetzt vielfach mit besonderer Reguliervorrichtung. Die sogenannten Ridgway-Präcisions-Lufthebezeuge, deren Vertretung für Deutschland Chas. G. Eckstein in Berlin hat, besitzen eine der vollkommensten Reguliervorrichtungen, eine Ölbremse, deren Einrichtung aus Fig. 3, Taf. 18 zu erkennen ist.

Gegenüber der gewöhnlichen Ausführung ist die Kolbenstange K hier hohl, während der auf dem Cylinder sitzende Kopf als Ölreservoir dient. Dieses steht durch das Rückschlagventil v<sub>1</sub> und das Regulierventil v<sub>2</sub> mit einem Rohr k in Verbindung, das in die hohle Kolbenstange ragt. Bei der Inbetriebsetzung wird das Reservoir mit Öl durch die verschliessbare Öffnung s gefüllt und der Kolben bis zu seinem Hubende aus dem Cylinder gezogen. Das Ventil v<sub>1</sub> lässt dann das Öl in das Rohr k und die Kolbenstange K treten, verwehrt dem in beiden Teilen befindlichen Öl aber den Rücktritt in das Reservoir. Sobald nun Pressluft unter den Kolben gelassen wird, setzt das Öl in der Kolbenstange der Bewegung einen Widerstand entgegen, und der Kolben kann erst hochgehen, wenn durch Zug an der Handkette des Ventiles v<sub>2</sub> dieses geöffnet wird. Dabei ist die Grösse



der Eröffnung des Ventiles für die Geschwindigkeit massgebend, mit welcher der belastete oder unbelastete Kolben sich hebt und das Öl in das Reservoir zurücktritt. Senkt sich der Kolben, so füllt auch das Öl durch das Rückventil  $v_1$  den früher eingenommenen Raum wieder aus.

Das Lufteinlassventil V ist bei den vorliegenden Hebezeugen nicht unter, sondern über dem Kolben angebracht. Der Raum unter dem Kolben steht also fortwährend mit dem Kompressor in Verbindung und befindet sich stets unter vollem Druck, während das Ventil V nur die Luft über dem Kolben ein- und austreten lässt. Strömt Luft über den Kolben, so stehen beide Kolbenseiten unter gleicher Pressung, und der Kolben wird infolge des grösseren Druckquerschnittes der oberen Seite bei entsprechender Ventilstellung  $v_2$  nach unten gedrückt. Zugleich wird das Öl aus dem Reservoir unter Druck in die hohle Kolbenstange K und das Rohr k gepresst.

Für die Berechnung der Druckluftwinden gilt die Beziehung

$$p_0 \cdot F = (1 + \varphi) (Q + G_s) \dots 156$$

worin  $p_0$  der Betriebsdruck (meistens 5 bis 6 kg/qcm Überdruck),

F der nutzbare Kolbenquerschnitt in qcm,

$G_s$  das Eigengewicht des Kolbens usw.

ist.  $1 + \varphi$  beträgt 1,1 bis 1,2, entsprechend einem Wirkungsgrad von 0,9 bis 0,83.

**Beispiel.**

Für 850 kg Nutzlast und 50 kg/qcm Betriebsdruck ist eine hydraulische Winde mit einfachem Plungerkolben und 10 rolligem Flaschenzug zu berechnen. Die Maximallast soll mit 0,8 m/Sek. Geschwindigkeit gehoben werden.

Zur Bestimmung des Kolbendurchmessers D benutzen wir die Gl. 146 auf S. 129, indem wir schätzungsweise

den Druckverlust  $p_x = 0,01 \cdot p_0 = 0,01 \cdot 50 = 5$  kg/qcm, also die Pressung hinter dem Kolben

$$p = p_0 - p_x = 50 - 5 = 45 \text{ kg/qcm,}$$

das Gewicht des Hakengeschrirres  $G_s = 55$  kg,

das Gewicht des Plungers, abzüglich des mittleren Auftriebes von 40 kg,  $G = 800$  kg,

die Stopfbuchsenreibung  $W = 160$  kg

setzen. Der Wert  $1 + \varphi_h$ , einschliesslich der Verluste zweier Leitrollen von 90° Umschlingungswinkel, ergibt sich aus Gl. 26, S. 29, mit  $\varphi_0 = 0,04$  und  $n = 10$  bzw. Gl. 2c, S. 24, mit  $\varphi_0 = 0,03$  zu

$$1 + \varphi_h = 1,03^2 \frac{1,04}{10 \cdot 0,04} (1,04^{10} - 1) = \sim 1,324.$$

Alsdann folgt aus Gl. 146

$$D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{1}{45} \{ 1,324 \cdot 10 (850 + 55) + 160 + 800 \},$$

$$D^2 \frac{\pi}{4} = \sim 290 \text{ qcm,}$$

$$D = 19,2 \text{ cm,}$$

wofür rund

$$D = 190 \text{ mm}$$

genommen werden kann.

Soll das Senken des leeren Hakens mit derselben Geschwindigkeit erfolgen, mit welcher die Maximallast gehoben wird, so erhält man aus Gl. 147 für  $1 + \varphi_h' = 1 + \varphi_h = 1,324$  und  $Q = 0$

$$p_x' = \frac{1}{19 \frac{\pi}{4}} \left( 800 + \frac{10 \cdot 55}{1,324} - 160 \right) = 3,72 \text{ kg/cm}$$

als erforderlichen Gegendruck des Wassers unter dem Kolben. Dieser Gegendruck veranlasst nach Gl. 148, S. 130, für  $\zeta = 4,5$  eine Wassergeschwindigkeit

$$v' = 14 \sqrt{\frac{3,72}{4,5}} = \sim 12,75 \text{ m/Sek.}$$

in dem für den Austritt ganz geöffneten Eintrittskanal. Der Querschnitt des letzteren muss also, da der Kolben mit

$$c' = \frac{v'}{m} = \frac{0,8}{10} = 0,08 \text{ m/Sek.}$$

niedergehen soll,

$$f = \frac{19 \frac{\pi}{4} \cdot 0,08}{12,75} = \sim 1,75 \text{ qcm}$$

erhalten, dem man durch eine rechteckige Öffnung von 8 mm Breite und 22 mm Länge genügen kann.

Der beim Heben der Maximallast angenommene Druckverlust  $p_x = 5$  kg/qcm setzt nach Gl. 148 eine Wassergeschwindigkeit von

$$v = 14 \sqrt{\frac{5}{4}} = \sim 15,65 \text{ m/Sek.}$$

für  $\zeta = 4$  im Kanal voraus, und diese wiederum bedingt eine eine Eröffnung des letzteren um nur

$$8 \frac{12,75}{15,65} = \sim 6,6 \text{ mm.}$$

Bei voller Eröffnung des Kanales ginge demnach, die Richtigkeit von  $\zeta$  vorausgesetzt, die Maximallast mit mehr als 0,08m hoch.

Würde beim Senken der Maximallast der Kanal infolge unachtsamer Bedienung ganz für den Auslass geöffnet werden, so ergäbe sich, genau wie oben gezeigt, die folgende Geschwindigkeit. Es wäre dann

$$p_x' = \frac{1}{19 \frac{\pi}{4}} \left( 800 + \frac{10 (850 + 55)}{1,324} - 160 \right) = 26,38 \text{ kg/qcm}$$

$$v' = 14 \sqrt{\frac{26,38}{4,5}} = \sim 33,9 \text{ m/Sek.,}$$

$$c' = \frac{f \cdot v'}{F} = \frac{1,76 \cdot 33,9}{19 \frac{\pi}{4}} = 0,21 \text{ m/Sek.}$$

und also die Lastgeschwindigkeit

$$w' = 10 \cdot 0,21 = 2,1 \text{ m/Sek.}$$

Die grösste Spannung im Lastorgan beträgt

$$S = 1,03^2 \cdot 1,04^{10} (850 + 55) = \sim 1420 \text{ kg.}$$

Für Tiegelgusstahldraht von  $K_z = 13500$  kg Zugfestigkeit muss bei einem Verhältnis

$$\frac{\delta}{R} = \frac{1}{400}$$

die Bruchlast des Seiles nach der Tabelle auf S. 48

$$mS = 6,75 \cdot 1420 = 9585 \text{ kg}$$

sein. Diese besitzt das von Th. & W. Smith in Hamburg nach der Tabelle auf S. 46 gefertigte Seil (Konstruktion C) von 10650 kg Bruchlast und

$$\delta = 0,76 \text{ mm Drahtstärke}$$

bei

$$\Delta = 16 \text{ mm Durchmesser.}$$

Für den Rollenradius ergibt sich dann

$$R = 0,76 \cdot 400 = \sim 300 \text{ mm.}$$

Der Rollenbolzen ist nach Gl. 150 u. 151, S. 130, zu berechnen. Gibt man jeder Rolle eine Nabelnänge von 50 mm, so wird bei 5 nebeneinander sitzenden Rollen der Abstand  $l = 5 \cdot 50 = 250$  mm. Der Abstand von Mitte bis Mitte Auge



kann zu  $l_1 = 300$  mm angenommen werden. Für  $k_b = 1200$  kg/qcm verlangt dann die Festigkeit nach Gl. 150 einen Bolzendurchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,324 \cdot 10 (850 + 55) 30}{8 \cdot 0,1 \cdot 1200}} = \sim 7,2 \text{ cm} = \mathbf{72 \text{ mm}},$$

mit dem sich aus Gl. 151 eine Flächenpressung von nur

$$p = \frac{1,324 \cdot 10 (850 + 55)}{7,2 \cdot 25} = 66,6 \text{ kg/qcm}$$

ergiebt.

Die Cylinderwandstärke folgt aus Gl. 152, S. 130, für  $D_1 = 21,5$  cm,  $p = p_0 = 50$  und  $k_z = 200$  kg/qcm zu

$$\delta = 0,5 \cdot 21,5 \left( \sqrt{\frac{200 + 0,4 \cdot 50}{200 - 1,3 \cdot 50} - 1} \right) = 2,97 \text{ cm},$$

welche aus Herstellungsrücksichten zweckmässig auf  $\delta = \mathbf{35 \text{ mm}}$  zu erhöhen ist. Dem Plunger wird man, um das erforderliche Gewicht desselben zu erzielen, mindestens 55 mm Wandstärke geben müssen.

Der Wirkungsgrad der Winde ist schliesslich nach Gl. 153, S. 130, beim Heben der Maximallast für  $\frac{w}{c} = n = 10$

$$\eta = \frac{850 \cdot 10}{50 \cdot 19 \cdot \frac{2}{4} \pi} = \mathbf{0,6}.$$