

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.

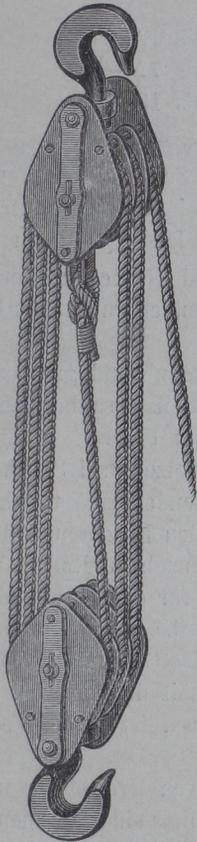
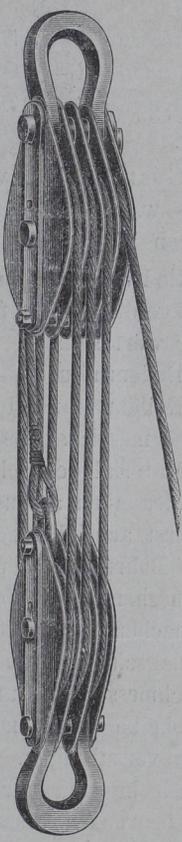


Fig. 63.



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.

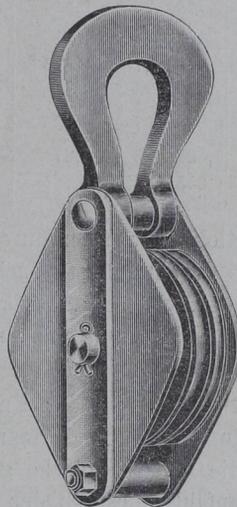
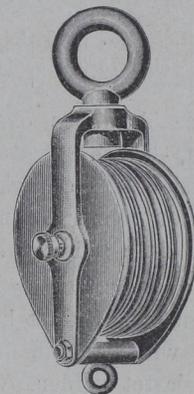


Fig. 65.



(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 ist $1 + \varphi_r$ 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 Δ des Lastorganes, dessen Länge von der grössten Hubhöhe 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 Δ								
	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 Δ wieder die Seil- oder Ketteneisenstärke bezeichnet.

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

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 $0,3 d_0$ bis $0,4 d_0$ gewählt werden. Für den oberen Bolzen in Fig. 1, Taf. 5, welcher den Hakenbügel trägt, ist $0,9 d_0$ 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 Δ in cm.

3) Für Drahtseile wurde mit Rücksicht darauf, dass der Rollenradius hier verhältnismässig sehr klein gewählt wird, φ_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 4Δ
 für Drahtseile $R = 6 \Delta$ bis 7Δ
 für Ketten $R = 7 \Delta$ bis 10Δ

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 α , 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 S¹), 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. φ_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 Einlegerschrauben 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-