

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

φ_1 den Verlustfaktor der losen Lastrolle (Gl. 8, S. 25),

φ_2 den der Kettennuss (Gl. 43b, S. 34),

φ_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 Zahnräderpaar (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. 67.

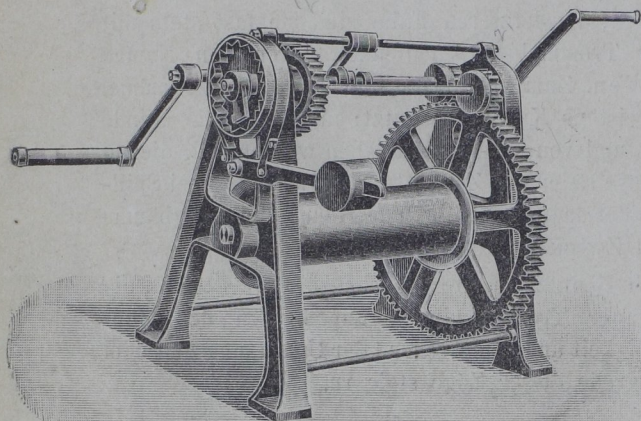
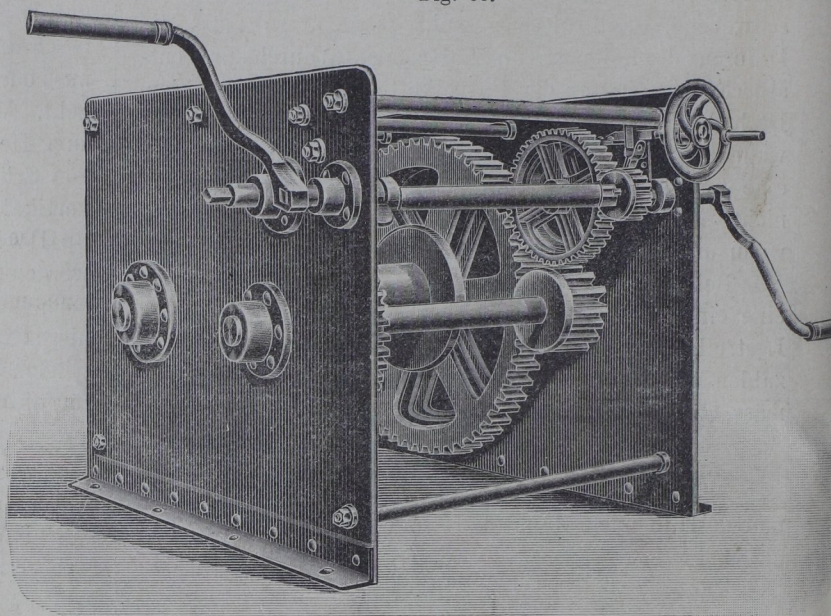


Fig. 68.



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 Zahnrädervorgelege.

Tabelle

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

Ausführung nach Vorgelege Tragkraft kg	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		
	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.

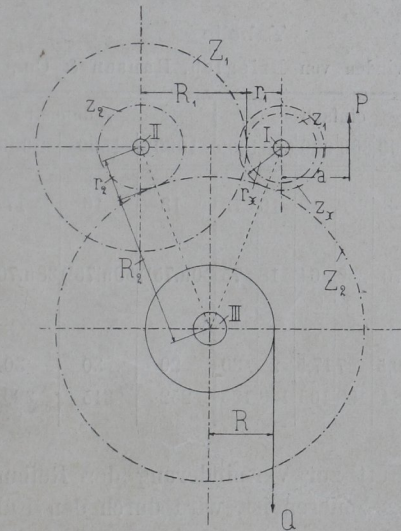
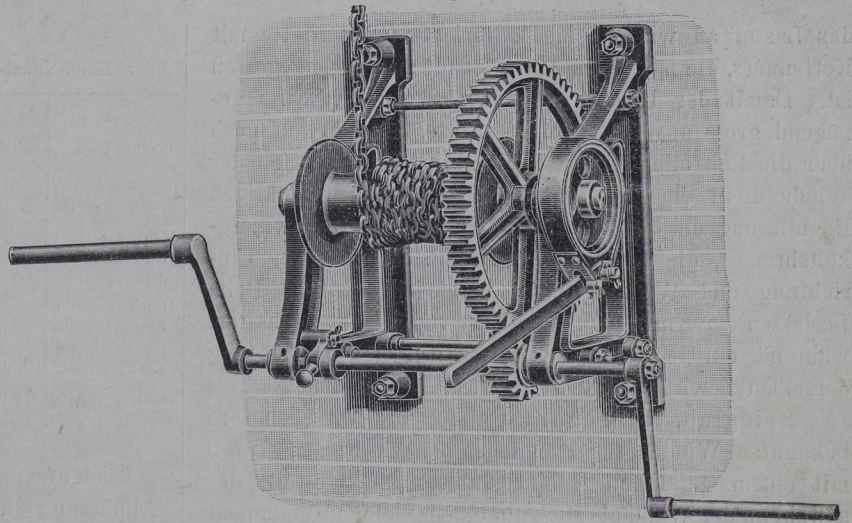


Fig. 70.



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.

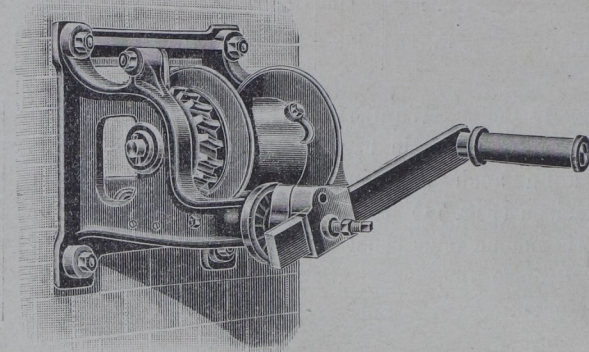
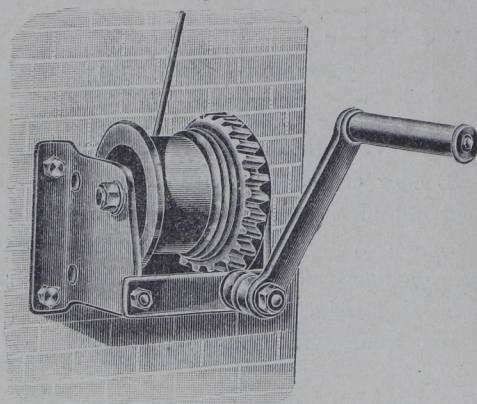
Die Kurbel (s. später) ist bezüglich ihres Radius stellbar eingerichtet, so dass durch Verminderung desselben bis zu dem hinsichtlich der Betriebskraft noch zulässigen Grade die Hubgeschwindigkeit möglichst gross gehalten werden kann. Eine patentierte Bremsvorrichtung, deren Einrichtung später erläutert 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 $\frac{h}{s}$	$\frac{1}{34}$	$\frac{1}{37}$	$\frac{1}{33}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{128}$	$\frac{1}{144}$	$\frac{1}{122}$	$\frac{1}{122}$	$\frac{1}{102}$	$\frac{1}{102}$	$\frac{1}{133}$	$\frac{1}{138}$
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 zusammengewossen 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 Hohlgußrahmen 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			
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 ¹⁾	50u.76 ¹⁾	38u.70 ¹⁾	34u.77 ¹⁾
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. 5¹⁾ 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,

μ 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 Ernst¹⁾ 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 Winde²⁾ 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 13Δ } $\dots \dots \dots 117$

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 φ 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 φ_v , φ_s und φ berechnet sind.

Tabelle

der Werte $1 + \varphi$ und η 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 Δ 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 $1 + \varphi = 1,16$ $\varphi_1 = 0,065$.	$\eta = 0,86$	$1,265$	$1,38$

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 Δ 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
Kettennuss oder Daamenrad $1 + \varphi = 3,83$ $\varphi_1 = 0,065$.	$\eta = 0,26$	3,14	2,73	2,46	2,26

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 (6π), 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 6π 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

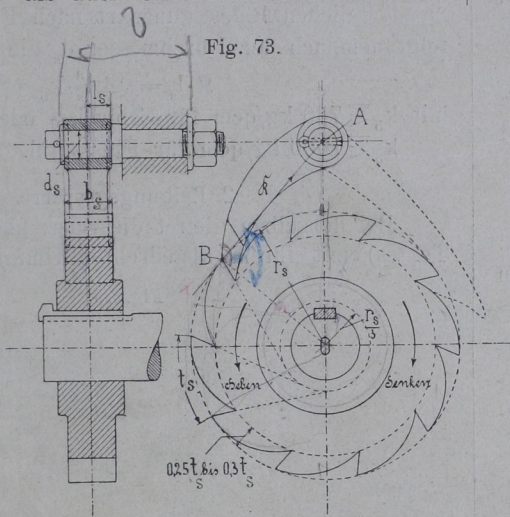


Fig. 73.

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

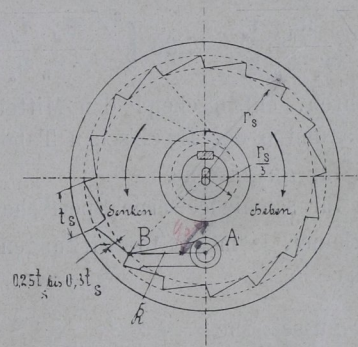


Fig. 74.

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 Zahnrücken 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

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

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

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

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

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_s bis 0,3 t_s . 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

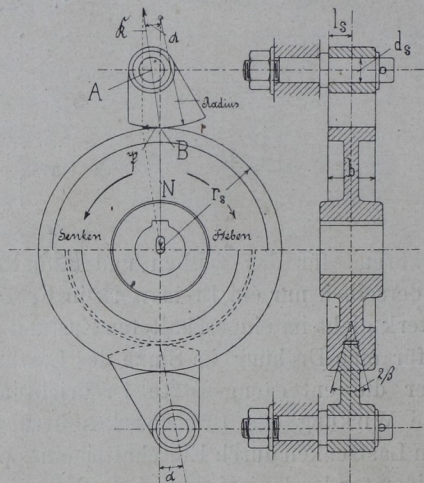
$$R \cdot l_s = 0,1 d_s^3 \cdot k_b$$

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 μ 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 α bezeichneten Winkel

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

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

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

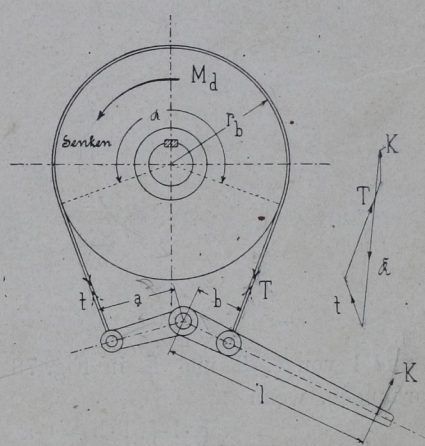
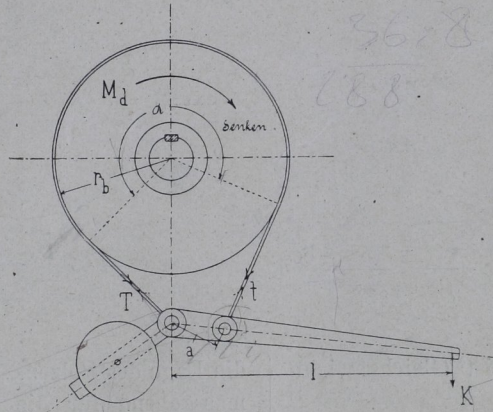
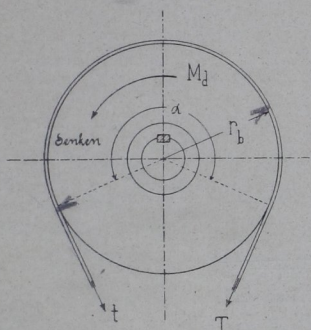
Der Sicherheit wegen wählt man α bei glatten cylindrischen Sperrscheiben selten grösser als 6° und armiert lieber bei grösseren Winkeln, um nicht ein Durchdrücken der Klinke nach eingetretenem Verschleisse befürchten zu müssen, die Klinke mit Leder an der Berührungsfläche oder versieht Klinke und Scheibe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

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

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

wenn M_d das auf die Bremsscheibe einwirkende Drehmoment der Last,

r_b den Radius der Scheibe,

e die Basis der natürlichen Logarithmen,

μ den Reibungskoeffizienten zwischen Band und Scheibe,

α den vom Bande an der Scheibe umspannten Bogen, bezogen auf den Radius 1,

bezeichnet. μ 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

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

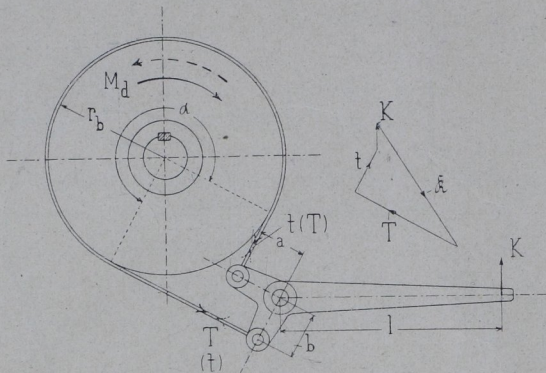
sein. Wird, was seltener der Fall ist und nur mit Rücksicht auf die dann ruhigere Bremswirkung geschieht, das auflaufende Bandende vom Hebel angezogen, so ist

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

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

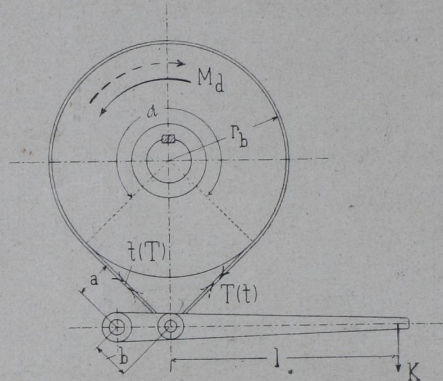
$$K \cdot l = t \cdot a + T \cdot b$$

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 α zu entnehmen, womit für die angeführten Werte von μ 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 α 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 β und Dicke δ 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 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 Zahnradern 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 Ernst¹⁾ 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 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,

μ 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 2β den Keilwinkel von Feder und Nut verstanden; 2β ist meistens 20 bis 30°.

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

¹⁾ 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

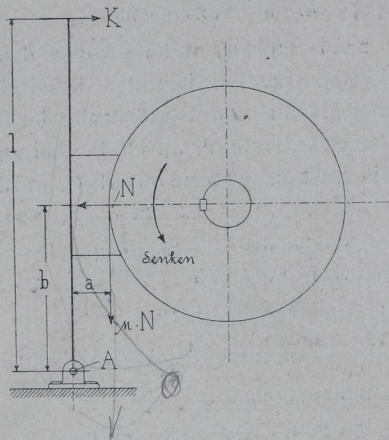
$$K \cdot l - N \cdot b \pm \mu \cdot N \cdot a = 0$$

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

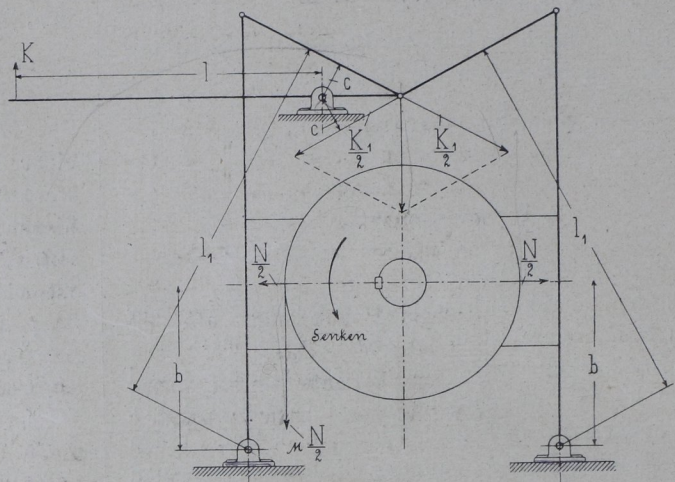
$$\frac{K_1}{2} l_1 = \frac{N}{2} b,$$

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

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. 11¹⁾, 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 mittelst 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-Flasenzüge 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 Trommelle 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

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

sein¹⁾. Andererseits gilt für K , wenn m die Masse eines Klotzes mit Schuh, ρ 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 μ 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. 2¹⁾, 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 Zähnezahzahl 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 Bandauge 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

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

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 φ_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

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

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

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. 118a 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. 119a auf S. 86 mit $M_d = P \cdot a$ eine Stärke

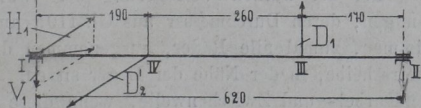
$$d = 0,24 \sqrt[3]{60 \cdot 40} = 3,22 \text{ cm.}$$

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.

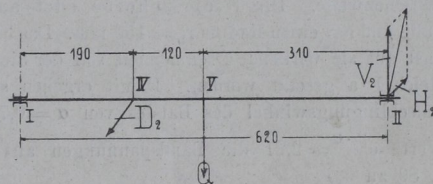
Bei der Trommelwelle wird das vom Zahnrad Z_2 übernommene Drehmoment

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

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

$$\Delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{3500}{2 \cdot 400} = 4,375 \text{ qcm,}$$

$$\Delta = 24 \text{ mm}$$

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 $\gamma_1 = 0,79$, so ergibt sich

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,265 \frac{3500 \cdot 8,5}{35 \cdot 40} = 27.$$

Passend dürfte hierfür

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{Z_1}{z_1} \frac{Z_2}{z_2} = 4 \cdot 7 = 28$$

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 Brems- und 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 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.