

nahme maßgebend. Denn, wenn die Last mitten auf der Trommel hängt, wird:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{32 \cdot Q \cdot l \cdot D'}{4 \pi \cdot [(D')^4 - D_i^4]} = \frac{32 \cdot 1000 \cdot 45 \cdot 32,4}{4 \cdot \pi (32,4^4 - 30^4)} = 12,7 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\tau_d = \frac{16 M_d \cdot D'}{\pi [(D')^4 - D_i^4]} = \frac{16 \cdot 1000 \cdot 18 \cdot 32,4}{\pi \cdot (32,4^4 - 30^4)} = 10,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit dem Trommeldurchmesser D ist auch das nötige Übersetzungsverhältnis des Windwerks bestimmt, wenn das Antriebmoment gegeben ist. Soll ein Mann die Last an einer Kurbel von $R = 400$ mm Halbmesser mit $P_0 = 20$ kg Umfangskraft heben, so wird das theoretische Übersetzungsverhältnis nach den Ausführungen im Abschnitt 25 über Zahnräder:

$$u_0 = \frac{P_0 \cdot R}{Q \cdot D/2} = \frac{20 \cdot 40}{1000 \cdot 18} = \frac{1}{22,5}.$$

Da man für ein einzelnes Stirnradpaar an Handwinden höchstens 1:8 zu nehmen pflegt, so sind im vorliegenden Falle zwei Übersetzungen notwendig, deren Wirkungsgrade $\eta_1 = \eta_2 = 0,90$ angenommen seien. Ist ferner derjenige der Trommel $\eta_t = 0,97$, so muß:

$$P_0 \cdot R \cdot \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = Q \cdot \frac{D}{2} \cdot u,$$

oder das wirkliche Übersetzungsverhältnis:

$$u = u_0 \cdot \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = \frac{1}{22,5} \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = \frac{1}{28,6}$$

sein.

II. Drahtseile.

Zu Drahtseilen für Hebemaschinen und Förderanlagen benutzt man gezogenen Gußstahldraht von 13000 bis 18000 kg/cm² Festigkeit; nur gezwungen wählt man solchen von noch größerer Widerstandsfähigkeit. Zum Schutz gegen Rosten können die Drähte verzinkt werden. Das Zink geht mit dem Eisen eine Legierung ein, die recht fest haftet, wenn die Seile nicht häufig hin- und hergebogen werden, wie es allerdings beim Laufen über Rollen oder beim Aufwickeln auf den Trommeln unvermeidlich ist. Dann springt die Schicht ab, so daß der Schutz kein dauernder ist. Die Verzinkung bietet also nur solchen Seilen, die keinem mechanischen Verschleiß unterworfen sind, wie Hänge- und Spannseilen, guten Schutz. Ferner wird der Härtegrad des Drahtes beim Hindurchziehen durch das flüssige Zink vermindert, so daß mit etwa 10% niedrigerer Festigkeit und mit geringerer Gleichmäßigkeit der Seile als im unverzinkten Zustand gerechnet werden muß. Zudem ist der Preis verzinkter Seile höher. Aus allen den Gründen ist die Anwendung derselben im Hebezeugbau, wo sie früher mit Vorliebe verwendet wurden, bedeutend zurückgegangen. Nach der DIN 655 werden nur Seile aus Drähten von 13000 und 16000 kg/cm² Festigkeit blank und verzinkt, solche von 18000 kg/cm² Festigkeit nur blank geliefert.

Vorteilhaft ist eine mit Holzteer getränkte Hanfseele im Innern der Seile. Die Teerschicht haftet stark an den Drähten und schmiert die Seile von innen heraus. Diese Wirkung soll durch eine Schmierung von außen her mit dickem Öl zweckmäßig unter Graphitzusatz ergänzt werden; das Öl schützt die äußeren Drähte, vermindert die Reibung, dringt aber nicht in das Innere des Seiles ein und muß öfters ersetzt werden.

In den Richtlinien für den Einkauf und die Prüfung von Schmiermitteln des Vereins deutscher Eisenhüttenleute werden dazu für Seile im Bergwerks- und Schifffahrtsbetriebe, an Hochofen- und Gichtaufzügen das Drahtseilöl Nr. 21 (Mischöl oder Steinkohlenteerfettöl oder Braunkohlenteeröl) und die Drahtseilfette Nr. 26, Koepeseilfette Nr. 27 und Trommelseilfette Nr. 28 empfohlen. [X, 6].

Gewöhnlich haben die Seile runden Querschnitt — Rundseile —; Flachseile aus mehreren nebeneinander gelegten runden Seilen zusammengesetzt und vernäht, werden an Fördermaschinen mit Bobinen verwandt. Sie haben den Vorteil größerer Biegsamkeit, zeigen aber leicht verschieden starke Streckungen in der Mitte und an den Kanten und unterliegen dadurch ungleichmäßiger Abnutzung, die ihre Lebensdauer verkürzt.

Die einzelnen Drähte eines Rundseiles werden zunächst zu Litzen zusammengedreht; beispielweise bilden im Falle der Abb. 883 sieben Drähte eine solche. Sie umschließen eine Seele aus Hanf oder weichem Eisendraht, die den Zweck hat, allen tragenden Drähten gleiche Länge zu geben. Mehrere Litzen, in Abb. 883 sechs, bilden dann das Seil. Besitzen sie den gleichen Steigungssinn wie die Drähte in den Litzen, zeigen beide z. B. Linksdrall, so erhält man den Längs- oder Albertschlag, Abb. 884; ist der Drall dagegen verschieden, so entsteht der Kreuzschlag, Abb. 885, mit dem Vorteile, daß solche Seile geringere Neigung zum Aufdrehen zeigen.

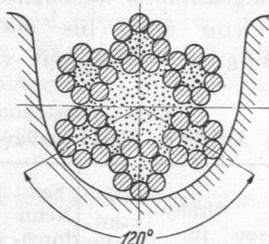


Abb. 883. Draht-Rundseil, sechslitzig.



Abb. 884. Längsschlag.



Abb. 885. Kreuzschlag.

Rundseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke sind durch DIN 655 genormt. Sie werden mit je 6 Litzen, die um eine Fasereinlage, wie die Abbildungen der Zusammenstellung 103 zeigen, angeordnet sind, *A* mit insgesamt 114, *B* 222 und *C* 366 Drähten im Kreuzschlag geliefert, und zwar mit rechtsgängigen Litzen, wenn nicht Längsschlag oder Linksgang besonders vorgeschrieben wird. Zur Bezeichnung dient der Nenndurchmesser in Millimetern in der Form: „Drahtseil *B* 20 DIN 655“. Soll das Seil Längsschlag haben, so wird ein *L*, soll es linksgängig sein, ein *l* hinzugesetzt. Ein derartiges Seil ist also durch „Drahtseil *BLl* 20 DIN 655“ gekennzeichnet.

Dem Übelstand, daß sich ein auf die besprochene Weise hergestelltes Seil auf den Rollen und Trommeln nur mit wenigen Drähten anlegt, die stärker als die übrigen ab-

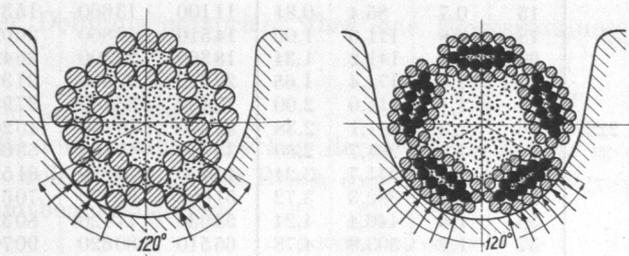


Abb. 886 und 887. Flachlitzige Seile, Felten & Guilleaume, Köln a. Rh.

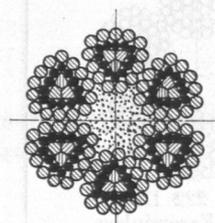


Abb. 888. Dreikantlitzenseil, Felten & Guilleaume, Köln a. Rh.

genutzt werden, suchen Felten und Guilleaume durch die flachlitzigen und Dreikantlitzenseile, Abb. 886 bis 888, abzuhefen. Bei den ersteren legen sich Litzen von länglichem Querschnitt mit ihren breiten Flächen um die Hauptseele des Seiles. An Doppelflachlitzenseilen, Abb. 887, sind die inneren Litzen entgegengesetzt zu den äußeren gewunden, wodurch die Neigung zum Aufdrehen aufgehoben wird und die Seile besonders zu Abteufförderseilen und zum Heben ungeführter Lasten an Kranen geeignet werden. Dreikantlitzenseile, Abb. 888, für Förderzwecke haben aus Formdrähten gebildete dreikantige Kerne, um welche sich die Runddrähte legen; sie bieten eine noch geschlossenere und glattere Oberfläche, sowie eine bessere Ausnutzung des Querschnittes, als die vorstehend beschriebenen.

Zu Tragseilen an Seilbahnen werden verschlossene Seile, Abb. 889, benutzt, deren äußere Lagen aus Formdrähten von solcher Gestalt bestehen, daß die Drahtenden bei eintretenden Brüchen von den benachbarten Drähten zurückgehalten werden, so daß die Oberfläche dauernd glatt bleibt. Damit aber Brüche an den inneren Drähten, die sich äußerlich nicht bemerkbar machen, vermieden werden, gibt man der Decklage bei der Herstellung etwas größere Spannung. Weitere bemerkenswerte Vorteile sind: die geringere und gleichmäßigere Abnutzung, der bessere Schutz der inneren Drähte und der kleinere Seildurchmesser im Verhältnis zu anderen Arten gleicher Tragfähigkeit; dagegen ist die Biegsamkeit wesentlich geringer. Als Baustoff wird weicher Stahl von 5500 bis 6000 kg/cm² oder Gußstahldraht bis zu 12000 kg/cm² Festigkeit verwandt.

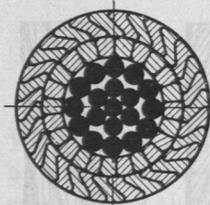


Abb. 889. Verschlossenes Drahtseil.

Zusammenstellung 103.

Drahtseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke nach DIN 655.

Ausführung	Litzen	Drähte für 1 Litze	Gesamt-draht-zahl	Seil-Nenn-durch-messer mm	Einzel-draht-durch-messer mm	Quer-schnitt-sämtl. Drähte i. Seil mm ²	Rech-ner. Gew. für 1 m kg	Festigkeit kg/mm ²			
								130	160	180	
								Rechnerische Bruchlast kg			
<p>6·19 = 114 Drähte und 1 Fasereinlage</p>	A	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135	1860	2290	2570
					8	0,5	22,4	0,21	2910	3580	4030
					9,5	0,6	32,2	0,30	4190	5150	5800
					11	0,7	43,9	0,41	5700	7020	7900
					13	0,8	57,3	0,54	7450	9170	10310
					14	0,9	72,5	0,68	9430	11600	13050
					16	1,0	89,4	0,84	11620	14300	16090
					17	1,1	108,3	1,02	14080	17330	19490
					19	1,2	128,9	1,22	16760	20620	23300
					20	1,3	151,3	1,43	19670	24190	27230
					22	1,4	175,5	1,66	22820	28060	31590
<p>6·37 = 222 Drähte und 1 Fasereinlage</p>	B	6	37	222	9	0,4	27,9	0,26	3630	4460	5020
					11	0,5	43,6	0,41	5670	6980	7850
					13	0,6	62,8	0,59	8160	10050	11300
					15	0,7	85,4	0,81	11100	13660	15370
					18	0,8	111,6	1,06	14510	17860	20090
					20	0,9	141,2	1,34	18360	22590	25420
					22	1,0	174,4	1,65	22670	27900	31390
					24	1,1	211,0	2,00	27430	33750	37980
					26	1,2	251,1	2,38	32640	40180	45200
					28	1,3	294,7	2,80	38310	47150	53050
					31	1,4	341,7	3,24	44420	54670	61510
					33	1,5	392,3	3,72	51000	62770	70610
					35	1,6	446,4	4,24	58030	71420	80350
					37	1,7	503,9	4,78	65510	80620	90700
39	1,8	564,9	5,36	73440	90380	101680					
42	1,9	629,4	5,97	81820	100700	113290					
44	2,0	697,4	6,62	90660	111600	125530					
<p>6·61 = 366 Drähte und 1 Fasereinlage</p>	C	6	61	366	20	0,7	140,9	1,33	18320	22540	25360
					22	0,8	183,9	1,74	23900	29420	33100
					25	0,9	232,8	2,21	30260	37250	41900
					28	1,0	287,5	2,73	37380	46000	51750
					31	1,1	347,8	3,30	45210	55650	61600
					34	1,2	413,9	3,93	53800	66200	74500
					36	1,3	485,8	4,61	63150	77730	87440
					39	1,4	563,4	5,35	73240	90140	101410
					42	1,5	646,8	6,14	84080	103490	116420
					45	1,6	735,9	6,99	95670	117740	132460
					48	1,7	830,7	7,89	107990	132910	149530
					51	1,8	931,4	8,84	121080	149020	167650
					53	1,9	1037,7	9,85	134900	166030	186790
					56	2,0	1149,8	10,92	149470	183970	206960

Geflochtene Seile, wie sie die Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vorm. F. Wolff in Mannheim-Neckarau herstellt, haben den Vorzug vollständiger Drallfreiheit.

Die Berechnung der Drahtseile erfolgt gewöhnlich auf die statische Belastung des Seiles, in den meisten Fällen also auf die daran hängende Last Q . Bei z Drähten vom Durchmesser δ wird die Zugspannung, gleichmäßige Verteilung der Last auf sämtliche Drähte vorausgesetzt:

$$\sigma_z = \frac{Q}{z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \delta^2} \quad (241)$$

Dazu tritt die Wirkung der bei hohen Anfahrsgeschwindigkeiten oft nicht unbeträchtlichen Beschleunigungskräfte und die Biegespannung in den Drähten beim Laufen der Seile über Rollen oder beim Aufwickeln auf Trommeln. Die Beschleunigungskräfte müssen von Fall zu Fall berechnet werden. Die größte Biegespannung in einem einfachen Draht, der einer Rolle vom Durchmesser D entsprechend gebogen wird, ist:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha \cdot D} \quad (242)$$

Nach Abb. 890 wird nämlich die äußere Faser eines Drahtes von der Länge l_0 beim Biegen nach einem Krümmungshalbmesser $\frac{D}{2}$ auf l_1 , also um $l_1 - l_0$ verlängert, die innere um den gleichen Betrag verkürzt. Nun ist:

$$l_1 = l_0 \frac{\frac{D + \delta}{2}}{\frac{D}{2}} = l_0 \cdot \frac{D + \delta}{D},$$

also die Verlängerung:

$$l_1 - l_0 = \frac{l_0 \cdot \delta}{D}$$

und mithin die Dehnung ε , d. i. die auf die Längeneinheit bezogene Verlängerung:

$$\varepsilon = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{\delta}{D}.$$

Dieser Dehnung entspricht aber eine Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\varepsilon}{\alpha} = \frac{\delta}{\alpha \cdot D}$$

in den äußern Fasern.

Bei dem spiraligen Verlauf der einzelnen Drähte in einem Seil wird die Beanspruchung nicht voll erreicht, was Bach durch eine Berichtigungszahl β berücksichtigt, so daß die Gesamtbeanspruchung:

$$\sigma = \sigma_z + \beta \cdot \sigma_b = \frac{Q}{z \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2} + \beta \cdot \frac{\delta}{\alpha \cdot D} \quad (243)$$

wird. Für β empfiehlt Bach bei $\alpha = \frac{1}{2150000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ zu setzen:

$$\text{an Seilen gewöhnlicher Bauart } \frac{3}{8}, \text{ entsprechend } \sigma = \frac{Q}{z \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2} + 800\,000 \cdot \frac{\delta}{D}, \quad (244)$$

$$\text{an besonders biegsamen Seilen } \frac{1}{4}, \text{ entsprechend } \sigma = \frac{Q}{z \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2} + 538\,000 \cdot \frac{\delta}{D}, \quad (245)$$

$$\text{an weniger biegsamen Förderseilen } \frac{1}{2}, \text{ entsprechend } \sigma = \frac{Q}{z \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2} + 1075\,000 \cdot \frac{\delta}{D}. \quad (246)$$

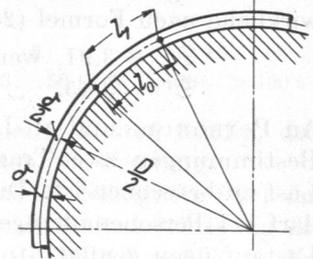


Abb. 890. Draht, über eine Rolle gebogen.

Die zusätzlichen Spannungen vermindern die Sicherheit, wie die Berechnungsbeispiele zeigen, oft ganz wesentlich. Anders liegen naturgemäß die Verhältnisse bei den Tragseilen der Drahtseilbahnen, bei denen die Biegebeanspruchung nicht etwa nach dem Krümmungshalbmesser der Rollen, die auf ihnen laufen, beurteilt werden darf, weil sich die Seile nicht der Rollenoberfläche anschmiegen, sondern infolge der hohen Anspannung bedeutend flacher bleiben. Vgl. [X, 2].

Die zulässigen Beanspruchungen auf Zug setzt man bei der Benutzung der Formel (241) an Hebemaschinen, die von Hand angetrieben werden gleich $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$, bei motorischem Antrieb gleich $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$ der Bruchfestigkeit. Zweckmäßigerweise rechnet man aber auch in diesen Fällen nach Formel (243) nach, wobei man sich im Falle von Handbetrieb bei weicheren Drahtsorten mit etwa 3facher, bei härteren mit mindestens 3,5facher, bei motorischem Antrieb mit 4- bis 5facher Sicherheit begnügt. Hierzu mag erwähnt werden, daß die Sicherheit bei Benutzung der Formel (243), falls das Verhältnis $\frac{\delta}{D}$ und damit auch die Biegebeanspruchung bestimmt sind, um so niedriger ausfällt, je geringer die Zugfestigkeit des Drahtes ist. So unterliegt ein Seil aus Drähten von $\delta = 1$ mm Stärke auf einer Rolle von 500 mm Durchmesser bei $\beta = \frac{3}{8}$ einer Biegebeanspruchung von 1600 kg/cm^2 und hat bei $\mathcal{S} = 6$ facher Sicherheit nach Formel (241) nur noch eine wirkliche nach Formel (244) von

$$\begin{aligned} \mathcal{S}' &= 3,91, \text{ wenn der Draht } 18000 \text{ kg/cm}^2 \text{ Festigkeit,} \\ \mathcal{S}'' &= 3,45, \text{ ,, ,, ,, 13000 ,, ,, ,, besitzt.} \end{aligned}$$

An Personen- und an Lastaufzügen mit Führerbegleitung sind nach den polizeilichen Bestimmungen zwei Tragseile vorgeschrieben, wobei jedes der Seile auf die Hälfte der Last zu berechnen ist. Die Beanspruchung auf Zug und Biegung nach der Formel (244) darf bei Personenaufzügen nicht mehr als $\frac{1}{6}$ der Bruchfestigkeit betragen. An reinen Lastaufzügen genügt ein Seil mit fünffacher Bruchsicherheit.

Der Mindestdurchmesser D der Scheiben, Rollen und Trömmeln hängt von der Drahtstärke und der Bauart des Seiles ab; er pflegt von den Firmen bei den einzelnen Seilarten angegeben zu werden, doch gehe man an diese unteren Grenzwerte nur gezwungen heran. Als Anhalt für die Wahl von D kann dienen, daß:

$$\begin{aligned} \text{bei Hebezeugen mit Handantrieb} & D \geq 400 \delta, \\ \text{an solchen mit motorischem Antrieb} & D \geq 500 \delta \text{ bis } 800 \delta, \\ \text{an Fördermaschinen} & D \geq 1000 \delta \end{aligned}$$

sein soll. Die DIN 655 empfiehlt, die Trommel-, Scheiben- und Rollendurchmesser etwa gleich dem 500fachen des Drahtdurchmessers zu wählen, da bei wesentlichen Unterschreitungen die Haltbarkeit der Seile stark vermindert wird.

Bei der Wahl der Seile ist zu beachten, daß solche aus dünnen Drähten zwar größere Biegsamkeit besitzen, so daß kleinere Rollendurchmesser zulässig sind, die zu geringeren Abmessungen und Gewichten der Triebwerke führen, daß dünne Drähte aber leichter durch mechanische oder chemische Einflüsse angegriffen und zerstört werden. Die beiden folgenden, den vorstehenden Zusammenstellungen entnommenen Seile sind rechnerisch gleichwertig, da sie bei derselben Nutzlast $Q = 1000 \text{ kg}$ annähernd gleiche Sicherheit gegen Bruch nach der Formel (244) haben. Tatsächlich wird das zweite die größere Lebensdauer aufweisen.

	Seil- durchm. d mm	Draht- zahl z	Hanf- seele	Draht- durchm. δ mm	Bruchfestigk. des Drahtes K_z kg/cm ²	Rollen- durchmesser D mm	Be- anspruchung σ kg/cm ²	Sicherheit \mathcal{S}
1	11	222	1	0,5	18000	250	4006	4,50
2	11	114	1	0,7	18000	350	3890	4,63

Neben der Höhe der Beanspruchung hat nach den Beobachtungen von Wahrenberger [X, 1] namentlich die zwischen dem Seil und den Rollen auftretende Pressung Einfluß

auf die Haltbarkeit der Seile. Wenn die Drähte nur in einzelnen Punkten aufliegen, so brechen sie nach verhältnismäßig kurzer Betriebsdauer an den Berührungsstellen zwischen Draht und Rolle stumpf ab. Liegen sie dagegen in gut angepaßten Nuten und bei geeigneter Bauart des Seiles auf längeren Strecken an, so tritt allmähliches Abschleifen und erst nach starker Abnutzung der Bruch ein. Ungünstig ist das Abbiegen der Seile bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung, Abb. 891; Rollen und Trommeln sollen nach Möglichkeit so angeordnet werden, daß die Abbiegungen stets im gleichen Sinne erfolgen, Abb. 892.

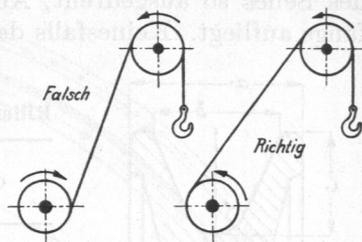


Abb. 891 und 892. Falsche und richtige Seilführung.

An Hebemaschinen benutzt man bei größeren Lasten meist mehrere Seile nebeneinander unter Einschaltung von Rollen- oder Flaschenzügen, um die Übersetzungen, Abmessungen und Gewichte der Triebwerke zu beschränken. Bei Entwürfen können nach Feststellungen von Prof. Nietens, Aachen, an zahlreichen Ausführungen die folgenden Angaben über die Zahl der Seile im Verhältnis zu der Höchstlasten, für welche die Krane oder Windwerke bestimmt sind, als erster Anhalt dienen:

Seilzahl	1	2	4	6	8	10...12
Last	bis 3, an Hafendrehkränen bis 5 t	bis 6 t	2...25 t	15...50 t	25...100 t	> 100 t

Zwei Seile finden an den Doppelrollenzügen selbst auf kleine Lasten häufig, drei und weitere ungerade Anzahlen von Seilen dagegen nur selten Verwendung.

Vergleicht man Draht- mit Hanfseilen, so spricht die größere Festigkeit für, das höhere Eigengewicht gegen erstere. Ihr Gewicht darf man unter Berücksichtigung der Seelen, z. B. für die Seile der Zusammenstellung 103 Seite 498, im Mittel zu $q_1 = 0,96 \text{ kg}$ auf 1 m Länge und 1 cm^2 nutzbaren Querschnitt annehmen. Bei 8facher Sicherheit erreichen Seile aus weichem Stahldraht

6000 kg/cm^2 Festigkeit, also bei $k_z = \frac{6000}{8} = 750 \text{ kg/cm}^2$ Zugbeanspruchung schon bei

$$L = \frac{k_z}{q_1} = \frac{750}{0,96} = 780 \text{ m,}$$

solche aus Stahl von 18000 kg/cm^2

Festigkeit bei $L = \frac{2250}{0,96} = 2340 \text{ m}$ die

Grenze, bei der die Tragfähigkeit eines durchweg gleich starken Seiles durch das Eigengewicht erschöpft ist.

Ösen zum Befestigen der Seilenden werden nach Art der Abb. 877 durch Einspleißen des um eine Kausche gelegten Endes auf einer längeren Strecke

und durch Umwickeln mit Draht hergestellt. Nach Abb. 893 und 894 wird das Seil durch Muffen gesteckt, am Ende aufgelöst und nach dem Umbiegen, Beizen und Verzinnen der einzelnen Drähte vergossen. Dazu werden leicht schmelzende Legierungen empfohlen, wie 80 Gewichtsteile Zinn, 10 Teile Kupfer und 10 Teile Antimon oder 9 Teile Blei, 2 Teile Antimon und 1 Teil Wismut.

Im Betriebe sind die Seile von Zeit zu Zeit sorgfältig zu reinigen, zu prüfen und neu zu schmieren. Besonders empfindlich sind Drahtseile gegen scharfe Abbiegungen oder Knicke, wie sie bei unvorsichtigem Abwickeln oder bei Aufstoßen des Hakens vor-

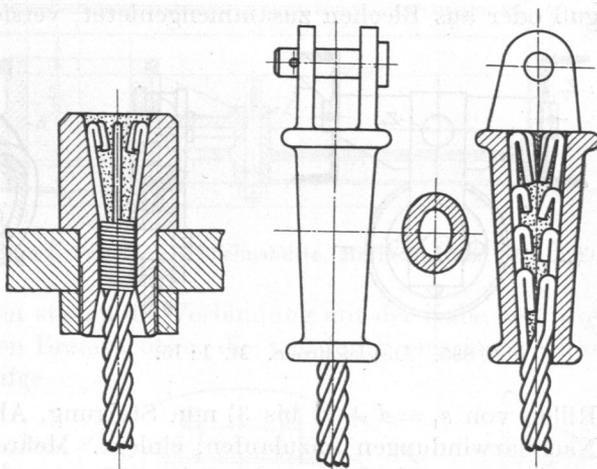


Abb. 893 und 894. Seilmuffen.

kommen. Einzelne Drähte werden dadurch dauernd verbogen, verlieren ihre Tragfähigkeit und beeinträchtigen so auch die des ganzen Seiles.

In den Seilrollen wird der Grund der Rillen für Seile nach DIN 655, Zusammenstellung 103, nach DIN 690 sauber nach einem etwas größerem Halbmesser als dem des Seiles so ausgedreht, Abb. 894a, daß das Seil auf etwa einem Drittel seines Umfangs aufliegt. Keinesfalls darf es in der Rille klemmen.

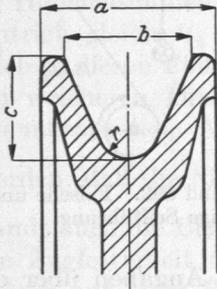


Abb. 894a. Rillenprofil für Seilrollen nach DIN 690.

Zusammenstellung 104.
Rillenprofile für Seilrollen an Hebemaschinen Abb. 894a, nach DIN 690.

Für Seildurchmesser mm	a ¹⁾ mm	b mm	c mm	r mm
6,5... 9	30	20	18	5
9,5... 14	40	30	25	8
15 ... 20	56	40	32	12
22 ... 26	72	50	40	15
28 ... 31	80	60	48	18
33 ... 39	95	72	56	22
42 ... 48	115	85	64	25
51 ... 56	135	100	75	30

1) Richtmaß für Ausführung in Gußeisen.

Alle Kanten, mit denen es in Berührung kommen könnte, sind gut abzurunden. Ausgleichrollen, wie sie Abb. 895 für die Laufkatze der Abb. 147 zeigt, die nur die Schwankungen und Bewegungen des Hakens unschädlich machen sollen, können kleinere Durchmesser bekommen, weil das Seil in ihnen im wesentlichen ruhend aufgehängt ist. Die Rollenachse, um die zueinander senkrecht angeordneten Zapfen Z_1 und Z_2 beweglich, kann dem Seilzug nach allen Richtungen folgen.

Drahtseiltrommeln, meist aus Gußeisen, nur bei großen Abmessungen aus Stahlguß oder aus Blechen zusammengenietet, versieht man mit schraubenförmigen, flachen

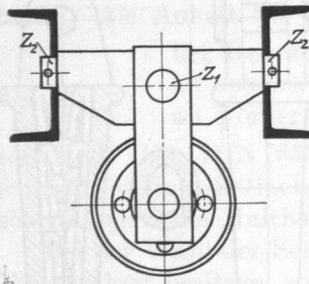


Abb. 895. Ausgleichrolle. M. 1: 15.

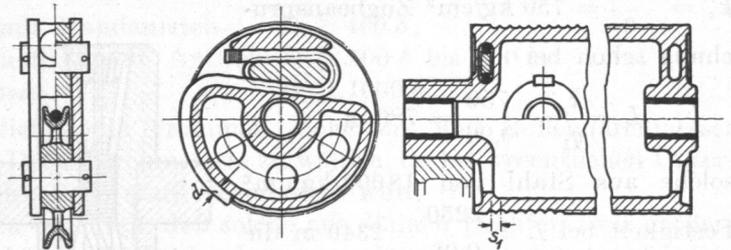


Abb. 896. Drahtseiltrommel. M. 1: 20.

Rillen von $s_1 = d + (2 \text{ bis } 3) \text{ mm}$ Steigung, Abb. 896, in die sich das Seil ohne an den Nachbarwindungen anzulaufen, einlegt. Mehrere Lagen von Drahtseilen übereinander sind zu vermeiden, wenn das Seil geschont werden soll. Zweckmäßig ist es, wenn möglich, die Trommel unmittelbar mit dem antreibenden Rade zu verbinden und auf einer festen Achse lose laufen zu lassen, weil dabei die Beanspruchung der Trommelachse günstiger wird, wie des näheren in den Berechnungsbeispielen der Achsen und Wellen nachgewiesen ist.

Eine Fördermaschinentrommel von 2500 mm Durchmesser gibt Abb. 897 wieder. Zu dem Zwecke, Längungen des Seiles ausgleichen zu können, ist sie versteckbar gemacht, indem die eigentlichen Trommelnaben C und D drehbar auf den beiden auf der Welle fest verkeilten Naben A und B angeordnet und durch je 4 Bolzen E in verschiedenen Lagen zueinander gekuppelt werden können. Dadurch, daß die Naben A und B je 32, C und D je 12 Löcher auf dem Umfange besitzen, läßt sich die Trommel um $\frac{1}{96}$ des

Umfanges verstecken. Die Trommelwand ist aus Blechen zusammengesetzt, durch kräftige Winkeleisen und Segmentbleche an den Rändern und in der Mitte versteift und mit einem Buchenholzbelag zur Schonung des Seiles versehen, in den eine schraubenlinienförmige Rille eingedreht ist. 12 sorgfältig in den Naben *C* und *D* eingebaute

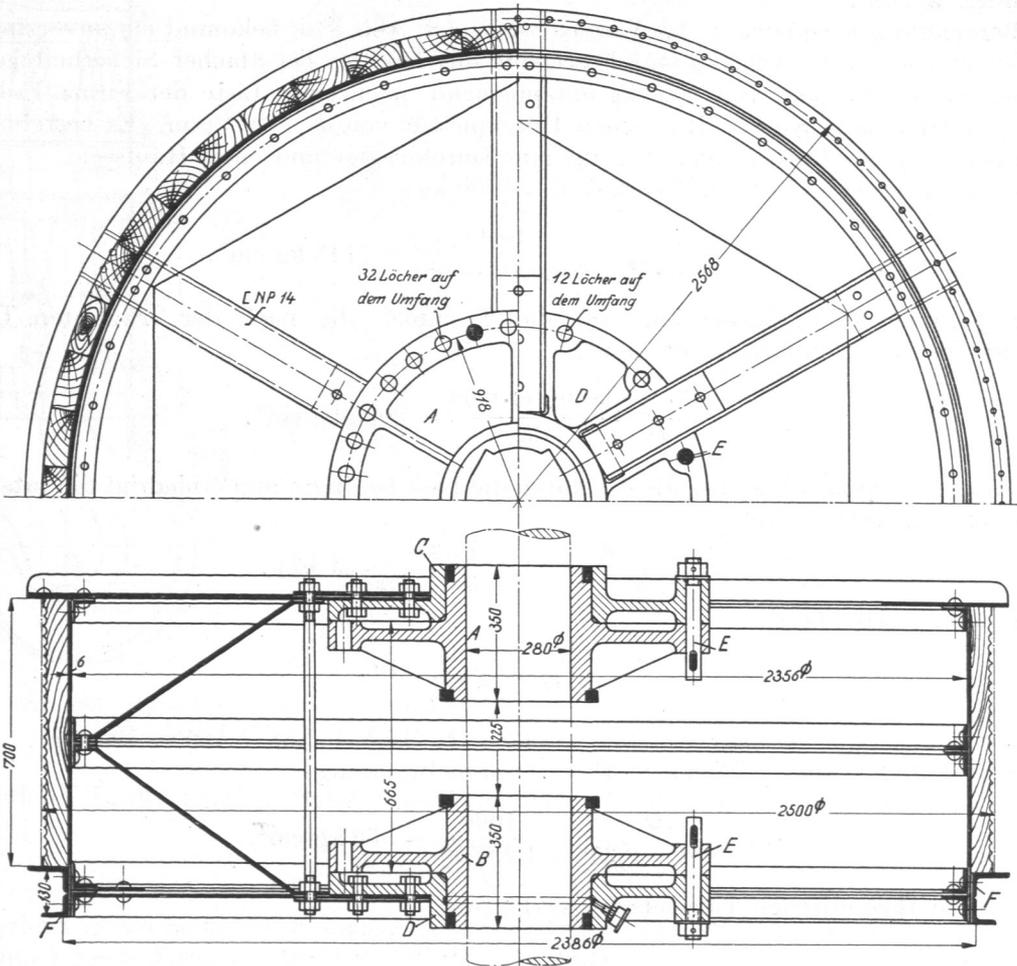


Abb. 897. Versteckbare Fördermaschinentrommel, Friedrich Wilhelmshütte, Mülheim/Ruhr. M. 1 : 20.

U-Eisen *NP 14* und schräge Flacheisen stellen die Verbindung mit der Nabe her, wobei Wert darauf gelegt ist, daß die großen Bremsdrücke, die auf den Bremsring *F* wirken, unmittelbar durch einen Armstern aufgefangen werden.

An großen Trommeln pflegt man das Seil durch die Trommelwand hindurchzuführen, mehrfach durch die Arme hindurch zu schlingen und am Ende festzuklemmen oder durch eine Öse zu halten.

Befestigung der Seilenden auf kleineren Trommeln zeigen die Abb. 896 und 898. In

der ersten Ausführung, an der Trommel zur 20 t Laufkatze, Abb. 147, sind die Seilenden um je einen mit einer Rinne versehenen Keil geschlungen, der durch die Kraft im Seil in die Trommel hineingezogen und dort verspannt wird, eine sehr wirksame und sichere Verbindung, die sich auch anderweitig z. B. zum Einspannen von Drähten bei Festigkeitsprüfungen vorteilhaft verwenden läßt. In Abb. 898 ist das Seilende durch

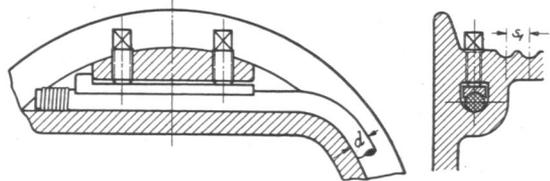


Abb. 898. Endbefestigung des Drahtseiles an einer Trommel.

ein Druckstück gehalten, das am Rutschen durch eine Nase verhindert und durch zwei Schrauben angepreßt wird. Zwei b's drei Sicherheitswindungen müssen auch bei Drahtseilen zum Schutze der Endbefestigung vorgesehen sein.

Der Wirkungsgrad von Drahtseilrollen und -trommeln darf zu 0,95 bis 0,96 angenommen werden.

Berechnungsbeispiele. 1. Im Vergleichsbeispiel, Abb. 879, bekommt ein unverzinktes Drahtseil von $K_z = 14000 \text{ kg/cm}^2$ Festigkeit des Drahtes bei 8facher Sicherheit gegen Bruch, einer Bruchlast von 8000 kg entsprechend, nach einer Liste der Firma Felten und Guilleaume, Köln a. Rh., einen Durchmesser von $d = 12,5 \text{ mm}$. Es besteht aus 6 Litzen zu je 19 Drähten von $\delta = 0,8 \text{ mm}$ Durchmesser und einer Hanfseele.

Zugbeanspruchung durch die Last $Q = 1000 \text{ kg}$:

$$\sigma_z = \frac{Q}{z \cdot \pi/4 \cdot \delta^2} = \frac{1000}{114 \cdot \pi/4 \cdot 0,08^2} = 1745 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung beim Aufwickeln auf die Trommel, die nach der erwähnten Liste mindestens $D = 320 \text{ mm}$ haben muß:

$$\sigma_b = \frac{\beta \cdot \delta}{\alpha \cdot D} = \frac{800000 \cdot 0,08}{32} = 2000 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Beanspruchung ist größer als die durch die Last bedingte und erniedrigt die tatsächliche Bruchsicherheit auf:

$$\xi = \frac{K_z}{\sigma_z + \sigma_b} = \frac{14000}{1745 + 2000} = 3,74.$$

Zahl der Seilwindungen:

$$i = \frac{H}{\pi \cdot D} = \frac{1000}{\pi \cdot 32} \approx 10.$$

Trommellänge $l = (i + 2) \cdot (d + 2,5) = (10 + 2) \cdot (12,5 + 2,5) = 180 \approx 190 \text{ mm}$.

Beanspruchung der $s = 12 \text{ mm}$ starken Trommelwandung:

$$\sigma_d = \frac{Q}{s(d + 0,25)} = \frac{1000}{1,2 \cdot 1,50} = 556 \text{ kg/cm}^2.$$

Nach dem theoretischen Übersetzungsverhältnis:

$$u_0 = \frac{P_0 \cdot R}{Q \cdot D/2} = \frac{20 \cdot 40}{1000 \cdot 16} = \frac{1}{20}$$

sind wieder zwei Räderpaare nötig, deren wirkliches Übersetzungsverhältnis:

$$u = u_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = \frac{1}{20} \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = \frac{1}{25,4}$$

wird. Der Vergleich der Abb. 879 mit 878 und der eben errechneten Zahlen mit den früheren ergibt eine wesentlich geringere Trommellänge und ein etwas günstigeres Übersetzungsverhältnis, Punkte, die einen leichteren und gedrängteren Bau der Handwinde ermöglichen.

2. Berechnung der Seile und der Hakenflasche, Abb. 899, zur 20 t Laufkatze, Abb. 146 bis 148. Nach den Zahlen auf S. 501 wären 4 oder 6 Seile empfehlenswert, die mit $\xi = 7$ facher Sicherheit zusammen einer Bruchlast von $7 \cdot Q = 7 \cdot 20 = 140 \text{ t}$ genügen müßten. Für den ersten Fall, und zwar unter Benutzung eines Zwillingssrollenzuges, Abb. 900, ist die Bedingung entscheidend, daß die Last nach Seite 138 genau senkrecht gehoben werden soll. Auf der Ausgleichrolle A, vgl. auch Abb. 895, liegt die Mitte des über die zwei Rollen der Hakenflasche geführten Seils, das sich auf der Trommel von den beiden Enden her aufwickelt. Gewählt nach Zusammenstellung 103, Seite 498, 4 unverzinkte

Seile von 24 mm Durchmesser von $K_z = 18000 \text{ kg/cm}^2$ Bruchfestigkeit, aus 6 Litzen zu je 37 Drähten und 1 Hanfseele bestehend. Drahtstärke $\delta = 1,1 \text{ mm}$. Bruchlast 37,98 t.

Kleinster Rollendurchmesser gewählt $D = 500 \text{ mm}$.

Größter Seilzug bei einem Flaschengewicht $G_f = 350 \text{ kg}$ und einem Wirkungsgrad der Seilrollen von $\eta_r = 0,96$:

$$P = \frac{Q + G_f}{4 \cdot \eta_r} = \frac{20350}{4 \cdot 0,96} = 5300 \text{ kg.}$$

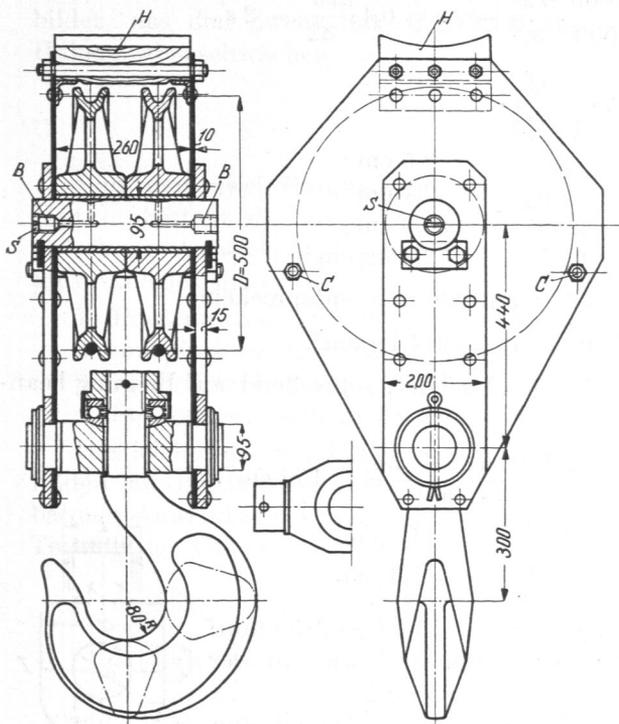


Abb. 899. Hakenflasche zur 20 t-Laufkatze, Abb. 146 bis 148. M. 1:15.

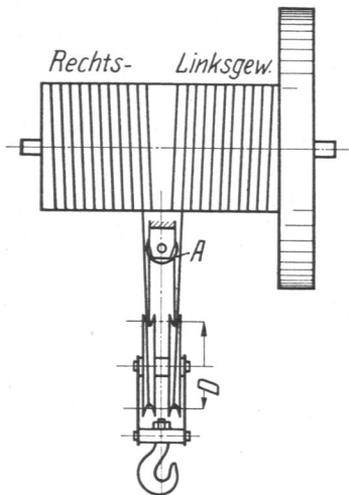


Abb. 900. Trommel und Zwillingsrollenzug der Laufkatze, Abb. 146 bis 148.

Sicherheit \mathfrak{S}_0 im geraden Seil bei Beanspruchung auf Zug:

$$\mathfrak{S}_0 = \frac{37980}{5300} = 7,16 \text{ fach.}$$

Sicherheit \mathfrak{S} des Seiles beim Laufen über die Rollen unter Berücksichtigung der Biegespannung nach Formel (244):

$$\sigma = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2} + \frac{3}{8} \frac{\delta}{\alpha \cdot D} = \frac{4 \cdot 5300}{222 \cdot \pi \cdot 0,11^2} + \frac{3}{8} \cdot \frac{0,11 \cdot 2150000}{50} = 2510 + 1770 = 4280 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\mathfrak{S} = \frac{K_z}{\sigma} = \frac{18000}{4280} = 4,2 \text{ fach. Zulässig.}$$

Hakenflasche, Abb. 899. Die obere, durch zwei Riegel in den Seitenschilden festgehaltene Achse trägt die beiden Seilrollen. Sie ist auf Auflagedruck und auf Biegung (schwellend) zu berechnen. Gewählt: Flußstahl, $p = 80 \text{ kg/cm}^2$ an den Rollenaufläufen, $p' = 450 \text{ kg/cm}^2$ in den Seitenschilden samt den damit vernieteten Hängelaschen; $k_b = 1000 \text{ kg/cm}^2$. Unter

Schätzung des Durchmessers d , Abb. 901, berechnet man zunächst die Summe der Schild- und Laschenstärke s , dann die bei 1000 kg/cm^2 Biegebeanspruchung mögliche Stützlänge l und schließlich den Flächendruck an der Laufstelle der Rollen.

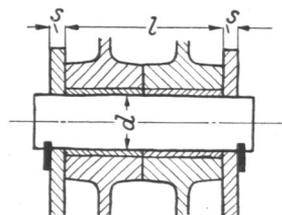


Abb. 901. Rollenachse.

$$s = \frac{Q}{2d \cdot p'} = \frac{20000}{2 \cdot d \cdot 450} = \frac{22,2}{d}$$

Aus $M_b = \frac{Q(l+2s)}{8} = k_b \cdot W$ folgt:

$$l = \frac{8 \cdot k_b \cdot W}{Q} - 2s = \frac{8 \cdot 1000}{20000} \cdot \frac{\pi d^3}{32} - 2s = 0,4 \cdot \frac{\pi d^3}{32} - 2s.$$

Endlich ist: $p = \frac{Q}{d \cdot l}.$

$d =$	8,5	9,0	9,5 cm
$s =$	2,6	2,5	2,4 cm
$l =$	18,9	23,6	28,9 cm
$p =$	124,5	94,1	72,8 kg/cm ² .

Gewählt $d = 95$ mm, Länge l jedoch verkürzt auf 260 mm, entsprechend

$$p = 81 \text{ kg/cm}^2 \text{ und } \sigma_b = 914 \text{ kg/cm}^2.$$

Querstück, Abb. 899 und 902, Stahl, geschmiedet, schwelend auf Biegung beansprucht; $k_b = 900 \text{ kg/cm}^2.$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{Q \cdot (l + s)}{4 k_b} = \frac{20000 \cdot (26 + 2,4)}{4 \cdot 900} = 156 \text{ cm}^3.$$

Bei	$h = 9$	10	11 cm
wird	$b = 11,6$	9,4	7,3 cm.

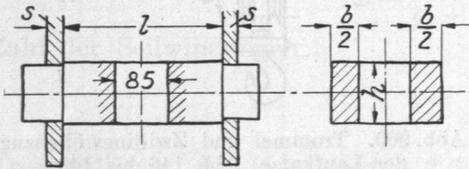


Abb. 902. Querstück zur Hakenflasche, Abb. 899.

Gewählt: $h = 100$, $b = 2 \cdot 50$ mm; Zapfendurchmesser, wie an der Rollenachse, 95 mm.

Hängelaschen. Die mit den Laschen festvernieteten Seitenschilder seien auf Laschenbreite als mittragend gerechnet. Baustoff: Weicher Flußstahl.

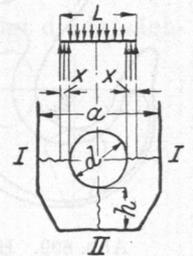


Abb. 903. Hängelasche der Hakenflasche Abb. 899.

Querschnitt I, Abb. 903, schwelend auf Zug beansprucht. $k_z = 400 \text{ kg/cm}^2.$ Niedrig, wegen der Nebenbeanspruchung auf Biegung.

$$a = \frac{Q}{2s \cdot k_z} + d = \frac{20000}{2 \cdot 2,4 \cdot 400} + 9,5 \approx 20 \text{ cm}.$$

Querschnitt II, $h = 70$ mm geschätzt, schwelend auf Biegung in Anspruch genommen. Berechnung nach Seite 143. Fließspannung $k_{fl} = 1800 \text{ kg/cm}^2.$

$$2x \cdot s \cdot k_{fl} = \frac{Q}{2}; \quad x = \frac{Q}{4 \cdot s \cdot k_{fl}} = \frac{20000}{4 \cdot 2,4 \cdot 1800} = 1,16 \text{ cm}.$$

$$L = d + 2x = 9,5 + 2 \cdot 1,16 = 11,82 \text{ cm}.$$

$$\sigma_b = \frac{6 Q \cdot L}{2 \cdot 8 \cdot s \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 20000 \cdot 11,82}{2 \cdot 8 \cdot 2,4 \cdot 7^2} = 755 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Kugellager der Maschinenfabrik Rheinland A.-G., Düsseldorf, mit $i_1 = 12$ Kugeln von $\frac{15}{16}'' = 23,8$ Durchmesser.

$$\text{Beanspruchung: } k = \frac{Q}{i_1 \cdot d^2} = \frac{20000}{12 \cdot 2,38^2} = 294.$$

Die in die Seilrollen, Abb. 899, eingepreßten Bronzebüchsen werden durch Stauffett geschmiert, das in die Bohrungen B gefüllt und durch die Schrauben S zur Lauffläche gepreßt wird. Der Vorteil der Bauart ist, daß vorstehende Teile, die leicht beschädigt werden und Unglücksfälle hervorrufen können, ganz vermieden sind.

Schrauben C zur Sicherung der Entfernung der beiden Seitenschilde verhindern gleichzeitig durch ihren geringen Abstand von den Rollenkanten das Herausspringen der Seile. Der Kopf der Flasche wird durch ein Holzstück H auf zwei Winkeleisen gebildet, das den Zweck hat, den Stoß gegen die Trommel bei zu hohem Heben des Hakens abzuschwächen.

III. Ketten.

Von den zwei Hauptformen der Lastkette, der Glieder- und der Gallschen Kette, besteht die erste, Abb. 904, aus lauter gleichen geschlossenen Gliedern, die sich beim Aufwickeln der Kette umeinander drehen. Nach den Formen der Glieder unterscheidet man:

1. Förderketten, DIN 670, früher als langgliedrige (deutsche) Kette, bezeichnet,
 2. unkalibrierte Ketten für Hebemaschinen, DIN 672
 3. kalibrierte Ketten für Hebezeuge, DIN 671
 4. Stegketten, noch nicht genormt.
- } Ersatz für die früheren kurz-
} gliedrigen (englischen) Ketten,

Die leichteren und billigeren Förderketten, Abb. 906, Zusammenstellung 105 oben, finden zu Befestigungszwecken und an Kettenbahnen Anwendung. Die innere Baulänge oder die Teilung der Glieder beträgt $t = 3,5 d$, die lichte Breite $b = 1,5 d$, das Gewicht bei d cm Kettenstärke $q \approx 2,1 d^2$ kg/m.

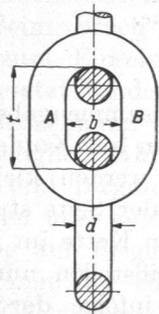


Abb. 904. Kette für Hebezeuge, DIN 672 und 671.

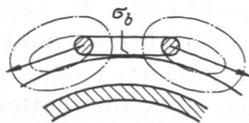


Abb. 905. Beanspruchung der Ketten auf Biegung beim Aufwickeln.

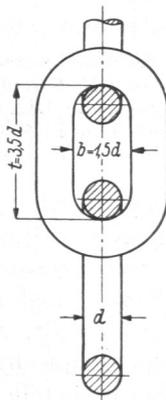


Abb. 906. Förderkette, DIN 670.

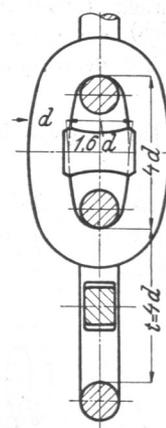


Abb. 907. Stegkette.

Die für Hebezeuge bestimmten Kettensorten Nr. 2 und 3 haben kleinere Teilung von $t \approx 2,8 d$, Zusammenstellung 105 unten, um die Biegebeanspruchung, die beim Aufwickeln auf Trommeln oder Rollen nach Abb. 905 entsteht, zu vermindern. (Die Biegebeanspruchung läßt die Spannung in der äußeren Faser von Förderketten bei $D = 20 d$ Rollendurchmesser auf rund $4,1 k_z$ steigen; an unkalibrierten Ketten beträgt sie rund $3,1 k_z$.) Die Glieder kalibrierter Ketten erhalten durch Schlagen in Gesenken gut übereinstimmende Abmessungen und werden im Zusammenhang mit verzahnten Rädern benutzt: schwächere als Handketten zum Antriebe von hochliegenden Hebezeugen mittels Ketten- oder Haspelrädern, Abb. 915, stärkere als Lastketten, angetrieben durch Kettennüsse. Das Eigengewicht der Handketten ist durch $q \approx 2 d^2$, das der kalibrierten Lastketten durch $q \approx 2,25 d^2$ gekennzeichnet.

Stegketten, Abb. 907, sind durch Einschweißen eines Steges versteift und dadurch um 12 bis 20% tragfähiger gemacht. Sie bieten den Vorteil, daß sie sich weniger leicht verwickeln, dienen in erster Linie als Ankerketten und haben Gewichte von $q \approx 2,15 d^2$ kg/m.

Als Baustoff aller dieser Ketten kommt wegen ihrer Herstellung durch Schweißen weicher, zäher Flußstahl von 3500 bis 3600 kg/cm² Zugfestigkeit und $\delta_{10} = 12$ bis 20% Bruchdehnung in Frage. Nur auf besondere Bestellung werden Förderketten, unkalibrierte und Stegketten aus Puddelstahl hergestellt. Der Rundstahl wird nach Abb. 908