

In ähnlicher Weise dienen Vierweghähne zum Umschalten zwischen vier Leitungen. Den auf Seite 488 erläuterten Muschelschiebern entsprechen die Drehschieber oder Corlißhähne der Hahnsteuerungen an Kraft- und Arbeitsmaschinen. Häufig als vier getrennte Steuerteile ausgebildet, wie des näheren in dem Abschnitt über Zylinder besprochen ist, liegen sie in Bohrungen quer zum Zylinder und geben je nach ihrer Stellung die Dampfwege frei oder versperren sie. Abb. 875 zeigt links einen Ein- und einen Auslaßhahn *E* und *A* am unteren Ende eines liegenden Zylinders *Z*, rechts Einzelheiten des Auslaßhahnes *A* mit der zugehörigen Spindel. Der Hahn ist hohl und dadurch in der Längsrichtung genügend steif ausgebildet, an den Enden in den Hahngehäusebohrungen und außerdem im mittleren Teil noch durch drei Rippen gut geführt. Zur Ver-

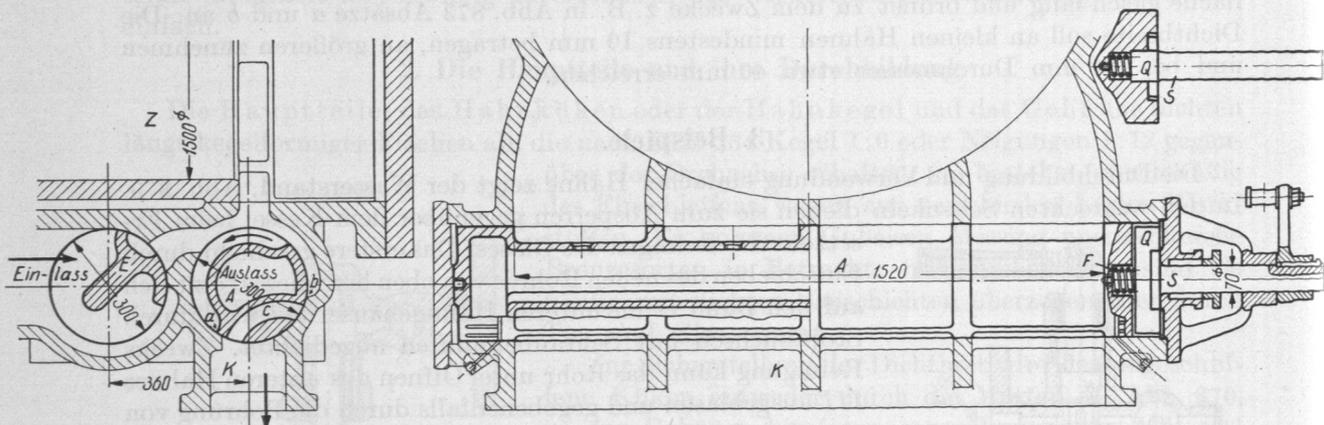


Abb. 875. Corlißhähne. M. 1 : 20.

steifung des Einlaßhahnes *E* dient die auf seinem Rücken angebrachte hohe Rippe. Beide Hähne haben doppelte Öffnung, indem z. B. der Auslaßhahn bei der Drehung im Sinne des Pfeiles den Dampf längs der Kante *a* unmittelbar, längs *b* durch den Schlitz *c* zum Auspuffkanal *K* strömen läßt. Die Antriebspindeln müssen die von der Steuerung erteilte Bewegung spielfrei übertragen, gleichzeitig aber die Anpressung der Hähne an den Steuerflächen ermöglichen, die gewöhnlich durch den Dampfdruck bewirkt, manchmal aber noch durch besondere Federn unterstützt wird, wenn sich die Hähne infolge ihres Eigengewichts von den Dichtflächen abzuheben suchen. In Abb. 875 ist die Spindel nicht fest mit dem Auslaßhahn verbunden, nimmt diesen vielmehr mittels des in dem Schlitz am Schieberkopf liegenden rechtflächigen Querstücks *Q* mit. Die Abdichtung durch die Stopfbüchse wird durch Aufschleifen der Scheibe *S* auf den Bund am Deckel und die Feder *F*, die jene anpreßt, unterstützt.

Zehnter Abschnitt.

Seile, Ketten und Zubehör.

Die Hauptanwendungsgebiete der Seile sind einerseits Hebe- und Transportanlagen, andererseits Seiltriebe. Die zu den letzteren benutzten Seile sind im Abschnitt 27 besprochen.

Man unterscheidet Faser- und Drahtseile.

I. Faserseile.

Faserseile finden sich als Rundseile aus badischem Schleißhanf, russischem Reinhanf und Manilahanf bei den eigentlichen Hebe- und Transportanlagen nur noch an Flaschenzügen, an kleineren, von Hand betriebenen Bauwinden und an einfachen Aufzügen; im übrigen

sind sie durch die Drahtseile verdrängt worden. Ihrer Weichheit wegen benutzt man sie aber gern als Anschlagseile zum Anhängen der Lasten an die Haken, da Ketten leichter die zu hebenden Stücke beschädigen. Flachseile, aus mehreren, nebeneinander gelegten und vernähten Litzen oder Rundseilen bestehend, werden bei Fördermaschinen verwandt, weil sie auf Bobinen spiralig aufgewickelt, sehr wenig Konstruktionsraum beanspruchen. Als Rohstoff wird dabei neben den oben genannten vielfach die Aloefaser gebraucht.

Verwandt mit den Flachseilen sind die breiteren, gewebten Gurte für Aufzüge, Becherwerke und Bandtransporte. Sie werden aus den verschiedensten Faserstoffen, ferner aus Leder, Papierstoff, Drahtgeflecht, Gummi mit Einlagen usw. hergestellt.

Rundseile von $d = 13$ bis 52 mm Durchmesser bestehen meist aus 3 bis 4 Litzen, Abb. 876, Flachseile für Förderzwecke bei 30 bis 60 mm Dicke und 100 bis 400 mm Breite aus 4 bis 8 nebeneinander liegenden Litzen. Sehr verschiedene Abmessungen weisen die Gurte je nach Verwendungszweck auf.

Zum Schutz gegen Witterungseinflüsse tränkt man die Seile mit Karbolinum oder mit Teer, muß freilich beim Teeren ein um 10% größeres Gewicht und eine um 10% geringere Festigkeit in Kauf nehmen. Hanfseile in Bergwerken, an großen Seiltrieben usw., fettet man zweckmäßigerweise mit dem in den „Richtlinien“ [X, 6] empfohlenen und näher gekennzeichneten Hanfseifett Nr. 34 ein.

Bei der Berechnung ist vor allem die Krümmung, unter der das Seil auf die Trommeln aufgewickelt oder auf den Rollen abgelenkt wird, zu beachten. Je schärfer diese Krümmung ist, um so ungleichmäßiger sind die Fasern ein und desselben Querschnitts in Anspruch genommen, um so stärker und rascher leidet das Seil, und um so geringer soll es belastet werden. Bei Hebezeugen nimmt man gewöhnlich den Rollen- und Trommeldurchmesser D , Abb. 876, gleich der zehnfachen Seilstärke d , muß jedenfalls, wenn man darunter bleibt und bis zu $D = 7 d$ geht, die Belastung erheblich ermäßigen. Als Seilquerschnitt pflegt man den Inhalt des umschriebenen Kreises oder bei Flachseilen den des umschriebenen Rechteckes in die Rechnung einzusetzen. Bei etwa achtfacher Sicherheit gegen Bruch gelten umstehende Zahlen (Zusammenstellung 101 und 102).

Bei langen Seilen darf die Wirkung des Eigengewichts, bei großen Anfahr- geschwindigkeiten die der Beschleunigung des Seils und der angehängten Last nicht vernachlässigt werden.

Bei k_z kg/cm² zulässiger Spannung und q_1 kg/m Gewicht eines Seiles von 1 cm² Querschnitt, das für ungeteerten Hanf zu 0,1 kg/m angenommen werden kann, ist die Grenze der Verwendung eines durchweg gleich starken Hanfseils durch die Länge:

$$L = \frac{k_z}{q_1} = \frac{100}{0,1} = 1000 \text{ m} \tag{240}$$

gegeben, weil dann seine Tragfähigkeit schon durch das Eigengewicht ausgenutzt wird. Diese Teufe und noch größere lassen sich nur durch Seile mit verschiedenem Querschnitt erreichen, dergestalt, daß das untere Ende nach der zu tragenden und zu beschleunigenden Last bemessen, die darüber liegenden Querschnitte aber dem Gewicht und den Massenkräften des Seils entsprechend verstärkt werden.

Zum Aufhängen oder Befestigen der Rundseile benutzt man Schlaufen oder Ösen, die durch Umbiegen und Verspleißen der Enden entstehen. Zwecks Schonung empfiehlt sich das Einlegen von Blechkauschen, Abb. 877.

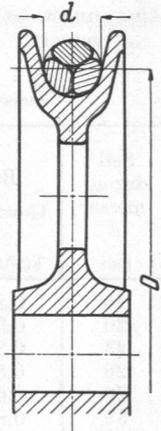


Abb. 876. Rolle mit dreilitzigem Seil.



Abb. 877. Seilkausche.

Zusammenstellung 101. Zulässige Beanspruchungen an Faserseilen.

Baustoff	Zulässige Beanspruchung auf Zug bei einem Rollendurchmesser von		
	$D \geq 10 d$	$D = 7 d$	$D \geq 80 d \dots 50 d$
	an Hebezeugen		bei Förderseilen
	kg/cm ²	kg/cm ²	kg/cm ²
Badischer Schleißhanf, ungeteert	110	90	95 . . . 80
„ „ „ geteert	100	80	75
Russischer Reinhanf, ungeteert	100	80	—
„ „ „ geteert	90	70	—
Aloe, ungeteert „	—	—	100
„ geteert	—	—	90

Zusammenstellung 102. Runde Hanfseile von Felten & Guillaume, Köln a./Rh.

Seil- durch- messer d mm	Ungeteert				Geteert			
	Bad. Schleißhanf		Russ. Reinhanf		Bad. Schleißhanf		Russ. Reinhanf	
	Gewicht q	Arbeitslast Q	Gewicht q	Arbeitslast Q	Gewicht q	Arbeitslast Q	Gewicht q	Arbeitslast Q
	kg/lfdm.	kg	kg/lfdm.	kg	kg/lfdm.	kg	kg/lfdm.	kg
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
20	0,31	350	0,30	314	0,34	314	0,33	275
23	0,39	470	0,38	416	0,43	416	0,42	363
26	0,51	600	0,50	531	0,58	531	0,56	464
29	0,67	740	0,65	660	0,75	660	0,72	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,15	1340	1,10	1194	1,23	1194	1,25	1044
46	1,50	1870	1,45	1661	1,70	1661	1,65	1453
52	1,95	2390	1,90	2122	2,20	2122	2,15	1857

Für Hanfseile erhalten die gußeisernen Rollen glatte, nach dem Seilhalbmesser ausgedrehte Rillen, in die sich das Seil ohne Klemmen einlegt, Abb. 876, Windentrommeln, Abb. 878, dagegen meist zylindrische Oberflächen. Auf diesen wickelt sich das Seil in dicht nebeneinander liegenden Lagen auf, wenn der Ablenkwinkel nicht größer ist als der Steigungswinkel der Schraubenlinie. Das Aufwickeln in mehreren Lagen übereinander ist zulässig. Die Trommellänge wird so gewählt, daß auch bei völligem Ablassen der Last zwei bis drei Sicherheitswindungen zurückbleiben, damit die Befestigungsstelle des Seils geschont und das Seil beim Ablaufen nicht etwa plötzlich unter der Last nach der entgegengesetzten Seite scharf abgebogen wird. Die Trommeln erhalten stets Bordränder von 2 bis 4 d mm Höhe, je nachdem das Seil in einer oder bis zu drei Lagen aufgewickelt werden soll.

Zur Endbefestigung dient ein eingeschraubter oder eingegossener Bügel, Abb. 878. Für die Wahl der Trommelwandstärke sind meist Gußrücksichten maßgebend; nur bei großen Trommeln erreicht die Druckbeanspruchung durch die unter Spannung umgelegten Seilwindungen, ebenso wie die Beanspruchung auf Biegung und Drehung durch die Last, größere Werte. Für gute Entlüftung beim Guß und leichte Entfernungsmöglichkeit des Kernes nach demselben ist durch Kernlöcher in den Endscheiben Sorge zu tragen.

Als Wirkungsgrad von Hanfseilrollen und -trommeln darf im Mittel $\eta = 0,95$ genommen werden.

Berechnungsbeispiel. In Abb. 878 bis 882 sind die an Hebemaschinen gebräuchlichen Zugmittel mit den zugehörigen Trommeln oder sonstigen Antriebsmitteln vergleichshalber für ein und dieselbe Last von $Q = 1000$ kg und die gleiche Hubhöhe $H = 10$ m dargestellt. Ein ungeteertes Hanfseil muß bei $k_z = 100$ kg/cm² unter Vernachlässigung des Eigengewichts:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{Q}{k_z} = \frac{1000}{100} = 10 \text{ cm}^2$$

Querschnitt oder $d = 36$ mm Durchmesser haben und verlangt $D = 10 d = 360$ mm Trommeldurchmesser. Die Mindestzahl der Windungen i und die Trommellänge l folgen aus:

$$i = \frac{H}{\pi \cdot D} = \frac{1000}{\pi \cdot 36} = 8,86.$$

Erhöht man i auf 12, so wird bei einer Lage des Seils auf der Trommel:

$$l = 12 \cdot 36 = 432 \approx 450 \text{ mm.}$$

Bei $D' = 324$ mm Außendurchmesser der eigentlichen Trommel und $s = 12$ mm Wandstärke beläuft sich die Beanspruchung auf Druck, wenn man einen aus der Trommel

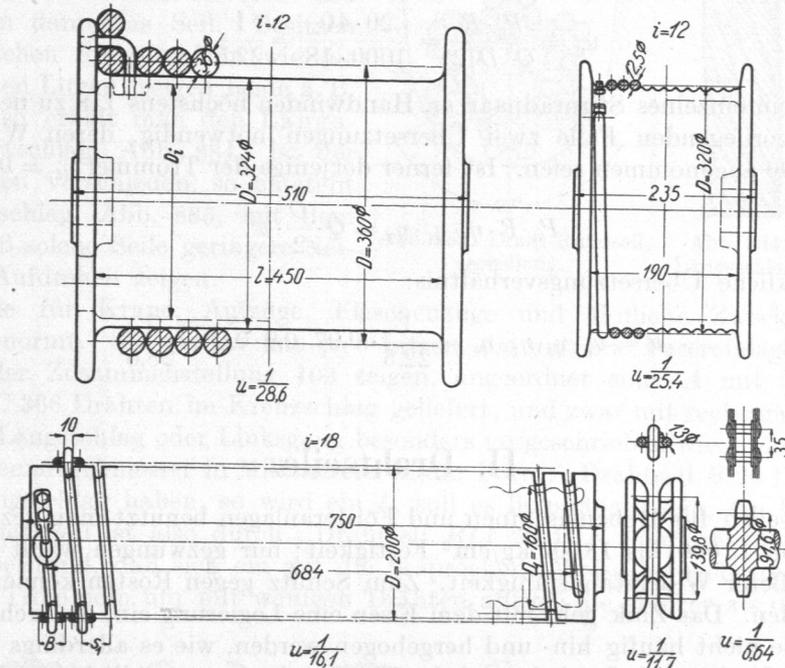


Abb. 878—882. Vergleich der an Hebermaschinen gebräuchlichen Fördermittel. M. 1: 10.

Abb. 878. Hanfseil, ungeteert; Abb. 879. Drahtseil; Abb. 880. Gliederkette mit Trommel; Abb. 881. Kalibrierte Kette mit Kettennuß; Abb. 882. Gallsche Kette. M. 1: 10.

herausgeschnittenen Streifen von d mm Breite mit dem darum gelegten Seil betrachtet und ungünstigerweise annimmt, daß die im Seil wirkende Kraft in voller Größe von der Trommelwand aufgenommen wird:

$$\sigma_d = \frac{Q}{s \cdot d} = \frac{1000}{1,2 \cdot 3,6} = 232 \text{ kg/cm}^2.$$

Auch kann man die Trommelwandung als ein Rohr betrachten, das unter einem äußeren Überdruck:

$$p = \frac{2 Q}{D' \cdot d} = \frac{2 \cdot 1000}{32,4 \cdot 3,6} = 17,2 \text{ kg/cm}^2$$

steht. Tatsächlich wird die Spannung dadurch niedriger, daß an den Enden der Wicklung auch die Endscheiben zum Tragen herangezogen werden und dadurch, daß beim Aufwickeln einer neuen Windung Zusammendrückungen der Trommelwand entstehen, die die vorherigen Seilgänge entlasten und lockern und so die Gesamtbelastung der Wandung vermindern. Die Druckbeanspruchung bleibt aber jedenfalls im vorliegenden Falle gegenüber den geringen Biege- und Drehspannungen für die Beurteilung der Inanspruch-

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.

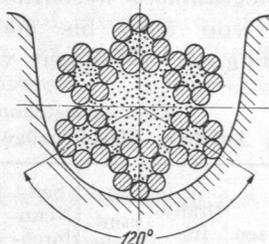


Abb. 883. Draht-Rundseil, sechslitzig.



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-

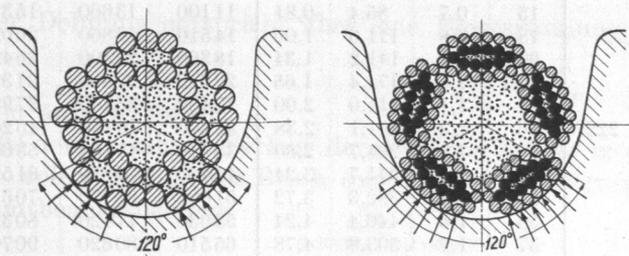


Abb. 886 und 887. Flachlitzige Seile, Felten & Guilleaume, Köln a. Rh.

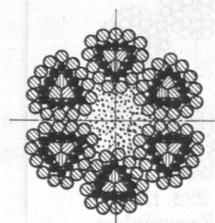


Abb. 888. Dreikantlitzenseil, Felten & Guilleaume, Köln a. Rh.

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.

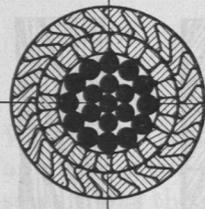
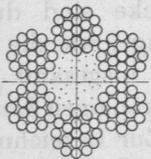
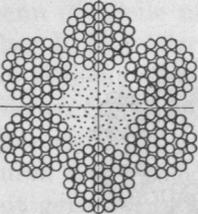
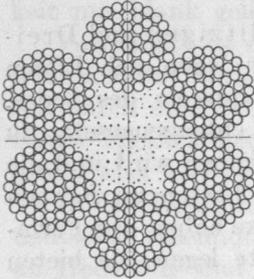


Abb. 889. Verschlossenes Drahtseil.

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:

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

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

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

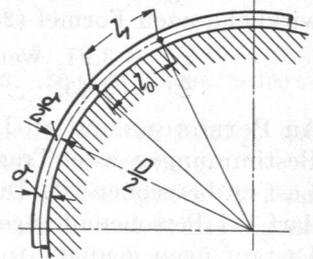


Abb. 890. Draht, über eine Rolle gebogen.

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

$$\mathcal{S}' = 3,91, \text{ wenn der Draht } 18000 \text{ kg/cm}^2 \text{ Festigkeit,}$$

$$\mathcal{S}'' = 3,45, \text{ ,, ,, ,, 13000 ,, ,, ,, besitzt.}$$

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:

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

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.

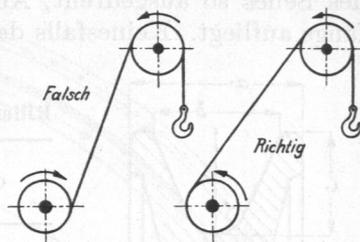


Abb. 891 und 892. Falsche und richtige Seilführung.

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-

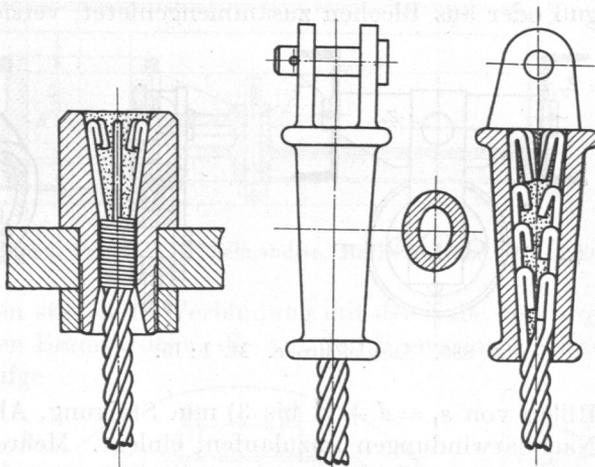


Abb. 893 und 894. Seilmuffen.

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.

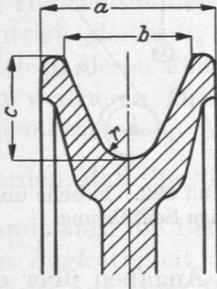


Abb. 894a. Rillenprofil für Seilrollen nach DIN 690.

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

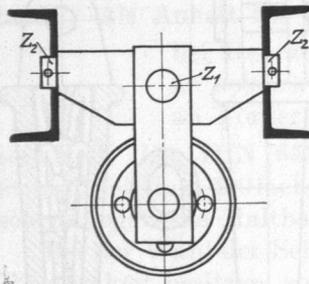


Abb. 895. Ausgleichrolle. M. 1: 15.

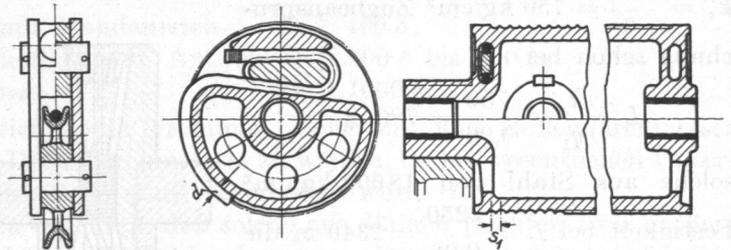


Abb. 896. Drahtseiltrommel. M. 1: 20.

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

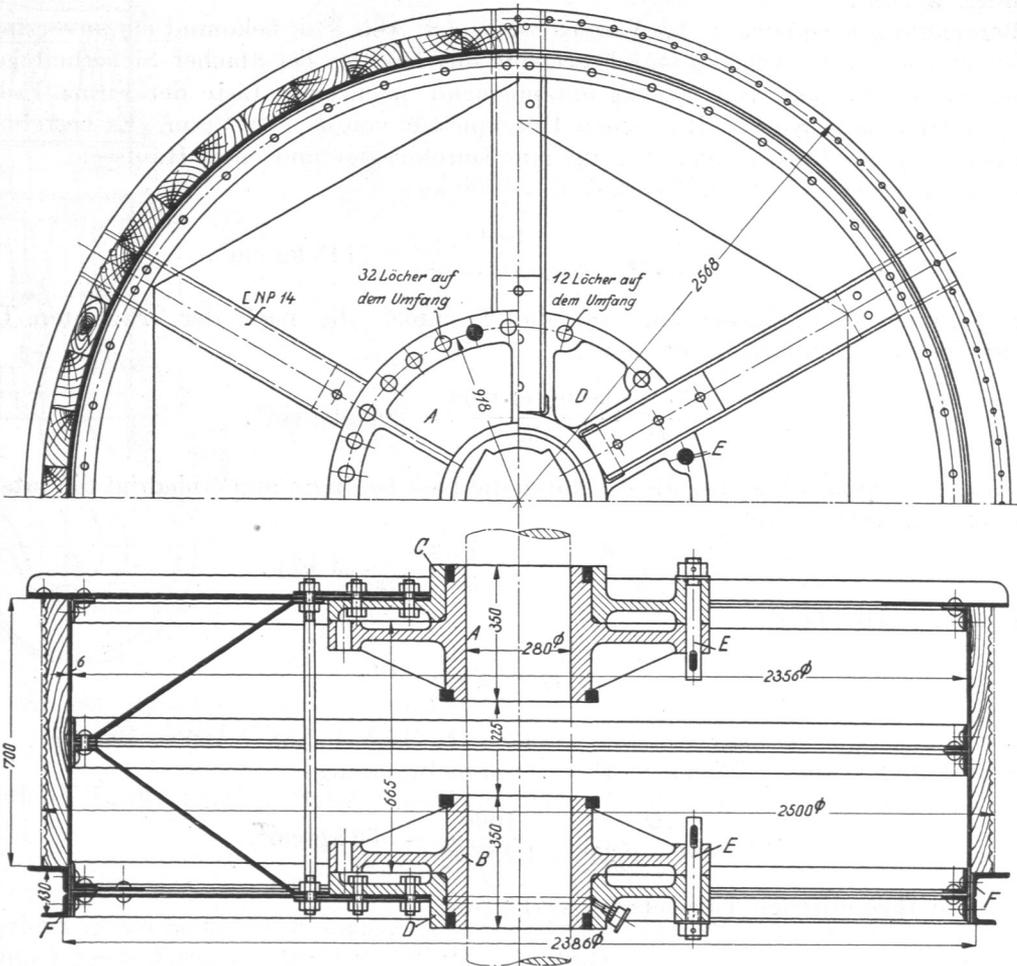


Abb. 897. Versteckbare Fördermaschinentrommel, Friedrich Wilhelmshütte, Mülheim/Ruhr. M. 1 : 20.

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

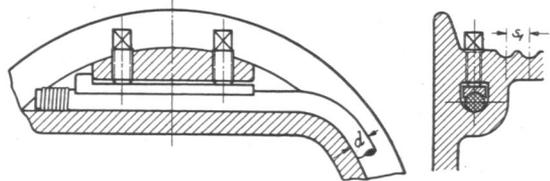


Abb. 898. Endbefestigung des Drahtseiles an einer Trommel.

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 $\eta_r = 0,96$:

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

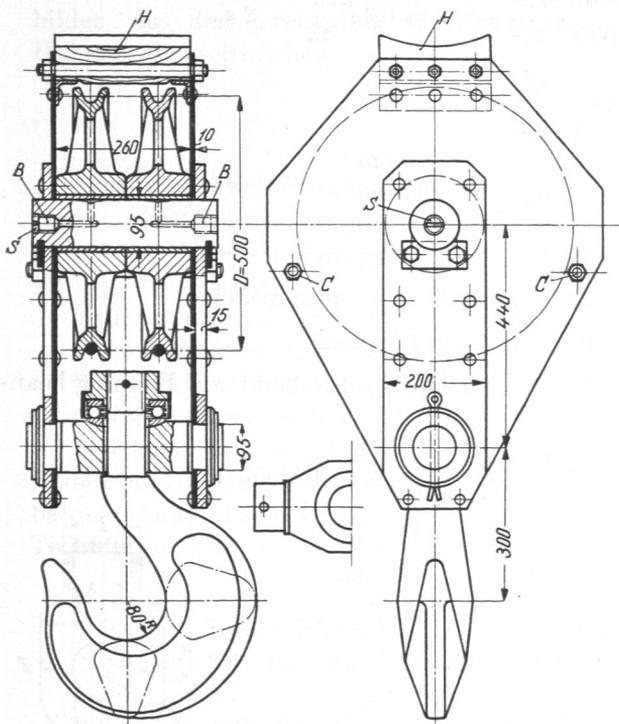


Abb. 899. Hakenflasche zur 20 t-Laufkatze, Abb. 146 bis 148. M. 1:15.

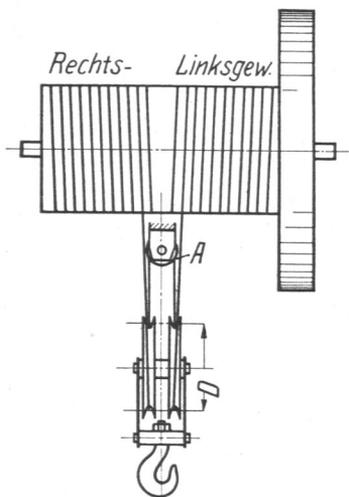


Abb. 900. Trommel und Zwillingsrollenzug der Laufkatze, Abb. 146 bis 148.

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.

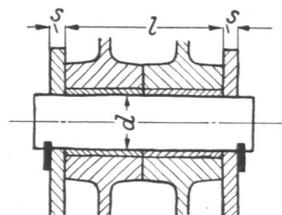


Abb. 901. Rollenachse.

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

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
wird

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

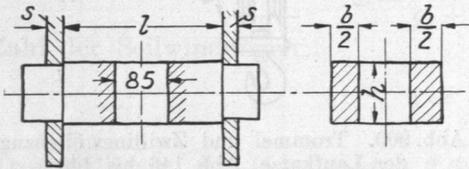


Abb. 902. Querstück zur Hakenflasche, Abb. 899.

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.

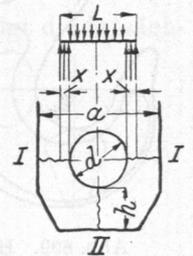


Abb. 903. Hängelasche der Hakenflasche Abb. 899.

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.

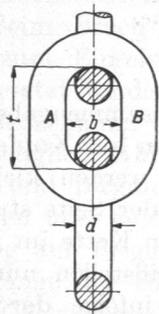


Abb. 904. Kette für Hebezeuge, DIN 672 und 671.

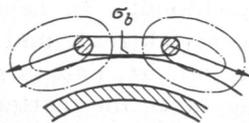


Abb. 905. Beanspruchung der Ketten auf Biegung beim Aufwickeln.

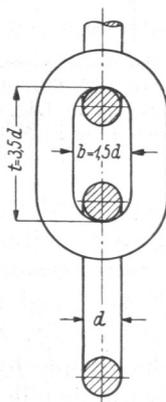


Abb. 906. Förderkette, DIN 670.

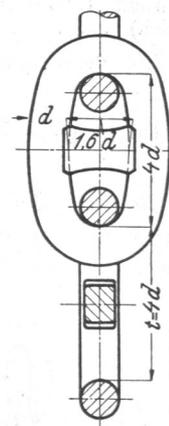


Abb. 907. Stegkette.

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

Zusammenstellung 105. Normale Gliederketten.

1. Förderketten nach DIN 670 (Auszug).

Durchmesser d	mm	16	18	20	22	24	26	28	30
Innere Breite b	„	24	27	30	33	36	39	42	45
Innere Länge t	„	56	63	70	77	84	91	98	105
Gewicht (unverbindlich)	kg/m	5,2	6,5	8,2	10	12	14,5	16,5	19

2. Unkalibrierte Ketten für Hebezeuge nach DIN 672 (Auszug).

Durchmesser d	mm	7	8	9,5	11	13	16	19	22	24	27	30	33	36	40	44
Innere Breite b	„	10	12	14	17	20	24	29	34	36	40	45	49	54	60	66
Innere Länge t	„	22	24	27	31	36	45	53	62	67	75	84	92	100	110	120
Nutzkraft	kg	350	500	750	1000	1500	2500	3500	4500	5500	6750	8500	10500	12250	15100	18500
Gewicht (unverbindlich)	kg/m	1,1	1,35	2	2,7	3,8	6	8,1	11	13	17	21	25	30	36	45

3. Kalibrierte Ketten für Hebezeuge nach DIN 671 (Auszug).

	Handketten		Lastketten							
Durchmesser d	5	6	7	8	9,5	11	13	16	19	23
Innere Breite b	8	8	8	9,5	11	13	16	19	23	28
Innere Länge t	18,5	18,5	22	24	27	31	36	45	53	64
Nutzzugkraft (nur für Handbetrieb)	175	250	350	500	750	1000	1500	2500	3500	5000
Gewicht (unverbindlich)	0,5	0,72	1	1,3	1,9	2,7	3,75	5,8	8	12

Zur Bezeichnung dient der Durchmesser d in Millimetern und die Dinblattnummer. Zum Beispiel ist Kette 16 DIN 671 eine kalibrierte Kette von $d = 16$ mm Stärke, Förderkette 20 DIN 670 eine Förderkette von $d = 20$ mm Stärke. Die Länge ist bei der Bestellung in Metern anzugeben.

in den zu den einzelnen Gliedern nötigen Längen abgeschnitten, zusammengebogen, durch das vorher hergestellte Glied gesteckt und bei dünneren Ketten am Kopfende, bei stärkeren an der Seite zusammengeschweißt. In neuester Zeit werden kleinere

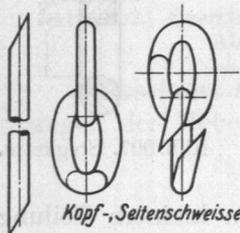


Abb. 908. Herstellung der Gliederketten.

Ketten fast nur noch elektrisch und zwar an der Seite stumpf geschweißt. Zu beachten ist, daß in der fertigen Kette im Falle der Kopfschweißung stets die härteren Schweißstellen nur auf Schweißstellen zu liegen kommen, weil sonst infolge der verschiedenen Härte ungleichmäßige Abnutzungen an den Scheiteln der Kettenglieder auftreten. Schwere Ketten stellt das Borsigwerk in Oberschlesien durch Zusammenwickeln und Schweißen eines bandförmigen Eisens unter Vermeidung der kurzen Schweißfuge der gewöhnlichen Art her. Kalibrierte Ketten erhalten durch Schlagen der Glieder in Gesenken die erforderlichen genauen Maße.

In Amerika werden schwere Schiffsketten neuerdings aus Stahlguß gegossen. Dabei wird die Hälfte der zu einer Kette nötigen Glieder in einzelnen losen Stücken, deren Formung keine Schwierigkeiten bietet, hergestellt und dann in Verbindungsformen eingelegt, in denen die Hohlräume für die Zwischenglieder ausgespart und durch Gießen gefüllt werden [X, 3].

Alle Lastketten werden wegen der Unsicherheit der Schweißstellen geprüft. Die Dinormen schreiben für die Ketten der DIN 671 und 672 vor, daß bei der Abnahme alle 50 m ein Probestück zur Feststellung der Bruchlast, die mindestens das vierfache der Nutzlast sein soll, zu entnehmen ist und daß sie in ihrer ganzen Länge einer Probelastung gleich der zweifachen Nutzlastkraft zu unterwerfen sind. Nach den Materialvorschriften des Germanischen Lloyds 1925 löst man aus jedem Kettenende von 25 bis 27,5 m Länge drei zusammenhängende Kettenglieder aus und unterwirft sie dem Zugversuch. Bei Ketten ohne Steg unter 18 mm Glieddurchmesser genügt es, wenn aus je 50 m Kettenlänge eine Bruchprobe entnommen wird. Bricht die Probe, bevor oder sobald die vorgeschriebene Belastung erreicht wird, so ist ein neues, aus drei zusammenhängenden Gliedern bestehendes Stück demselben Kettenende zu entnehmen

und der gleichen Untersuchung zu unterziehen. Fällt auch hierbei das Ergebnis ungünstig aus, so muß das Kettenende verworfen werden.

Hält das erste oder zweite der herausgelösten Kettenstücke die vorgeschriebene Bruchbelastung aus, so wird die Kette wieder zusammengeschweißt und in ganzer Länge der Reckprobelastung unterworfen, welcher die Kette widerstehen muß, ohne zu brechen oder Risse, schlechte Schweißungen und andere Fehler zu zeigen.

Bricht das Kettenende, bevor oder sobald die vorgeschriebene Belastung erreicht wird, so ist es zu verwerfen. Bei allen Versuchen ist die bei der Probelastung eingetretene Verlängerung festzustellen.

Die Mindestlasten, die beim Zugversuch erreicht werden müssen sowie die Belastungen bei der Reckprobe sind in einer Liste der Vorschriften zusammengestellt. Sie entsprechen:

an Ketten ohne Steg bis zu 55 mm \varnothing $K_z \geq 2400$ kg/cm², und 1200 kg/cm² bei der Reckprobelastung,

an Ankerketten mit Steg bis zu 35 mm \varnothing $K_z \geq 2700$ kg/cm², und 1800 kg/cm² bei der Reckprobelastung an Ketten bis zu 60 mm \varnothing .

Bei stärkeren Ketten mit Steg nehmen die Zahlen allmählich ab bis auf $K_z = 1800$ und 1280 kg/cm² bei der Reckprobe an Ketten von 100 mm \varnothing .

Je nach der Stärke des Betriebs müssen die Ketten nach halb- bis einjährigem Laufen sorgfältig auf Abnutzung und etwaige Schäden nachgesehen und zu dem Zwecke sauber gereinigt oder noch besser ausgeglüht werden. Vor der Wiederverbenutzung empfiehlt es sich, eine Probelastung mit mindestens der Höchstlast, für die die Kette bestimmt ist, vorzunehmen.

Beim Bruch eines Kettengliedes während des Betriebes kann bis zum Einschweißen eines neuen ein Kettenschloß, Abb. 909, eingesetzt werden.

Berechnung der Ketten. Das ovale, durch eine Kraft Q belastete Kettenglied, Abb. 904, wird im gefährlichen Querschnitt AB auf Zug und Biegung beansprucht. Dazu tritt nach Abb. 905 beim Laufen über eine Rolle oder Trommel noch eine weitere Beanspruchung auf Biegung, die mit der Krümmung der Fläche und der Baulänge der Glieder wächst. Man pflegt jedoch die Ketten nur auf Zug zu berechnen und die Nebenbeanspruchungen, ebenso wie an kalibrierten Ketten die Abnutzung, die wegen der Erhaltung der richtigen Form klein gehalten werden muß, durch Einsetzen mäßiger Spannungen zu berücksichtigen. In:

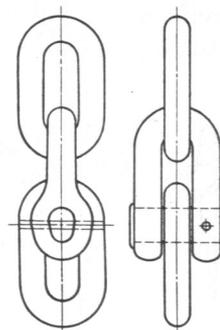


Abb. 909. Kettenschloß.

$$Q = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z \quad (247)$$

darf k_z die folgenden Werte haben:

Zusammenstellung 105a. Zulässige Beanspruchungen an Gliederketten.

	gewöhnl. Ketten kg/cm ²	kalibrierte Ketten kg/cm ²
bei wenig angestregtem Betriebe	600	450
bei starker Benutzung	500	375
an Dampfwinden	350	—

Die in der Zusammenstellung 105 nach den Dinormen angegebenen Nutzzugkräfte entsprechen bei schwächeren Ketten 450 bis 500, bei stärkeren ≈ 600 kg/cm² Zugbeanspruchung und gelten für stoßfreien Betrieb bei ganz geringen Geschwindigkeiten (Handbetrieb). Bei kalibrierten Ketten darf die Summe der Last und der beim Bremsen durch Verzögerung entstehenden Massenkraft die Nutzzugkraft nicht überschreiten. Unter ungünstigen Verhältnissen, z. B. bei stoßweisem Betrieb, soll die Belastung auf die Hälfte ermäßigt werden.

Über die wirkliche Beanspruchung vgl. [X, 4].

mähliche Fassen der Ketten durch die Zähne zu erleichtern, läßt man die äußeren Teile der Flanken wegen der unvermeidlichen geringen Fehler der Ketten etwas zurücktreten, gibt ihnen auch auf der Rückseite Spiel. Im Längsschnitt der Nuß begrenzt man die Zähne, wie der Seitenriß der oberen Hälfte zeigt, so, daß sie die in der Rollenebene liegenden Glieder in den Schlitz hineinführen.

Für das sichere Arbeiten der Nüsse ist erwünscht, sie durch die Ketten auf einem Bogen von 180 oder mehr Grad umspannen zu lassen, was vielfach besondere Leitrollen, Abb. 916, nötig macht.

Um das Herausspringen der Ketten zu verhüten, werden Kettenführungen vorgesehen, an Haspelrädern etwa nach Abb. 915, an Kettennüssen meist einfach dadurch, daß dieselben in Gehäuse, Abb. 916, eingeschlossen werden. An der Ablaufstelle löst ein Abstreifdaumen *C* die Kette, die in einem Kasten aufgefangen werden kann, aus der Nuß.

Kettennüsse gestatten, sehr kleine Zähnezahlen anzuwenden. Wenn auch gewöhnlich nicht weniger als 5 Zähne genommen werden, so bieten sie doch Trommeln gegenüber den Vorteil kurzer Lasthebelarme und dadurch die Möglichkeit sehr gedrängten Baues der Hebezeuge. Nachteilig ist der stärkere Verschleiß und der geringere Wirkungsgrad von etwa 92%.

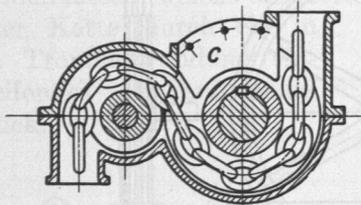


Abb. 916. Kettennuß mit Leitrolle.

Gallsche oder Laschenkettens bestehen aus Laschen, die entsprechend der Größe der Last in einer oder mehreren Reihen nebeneinander auf Bolzen auf-

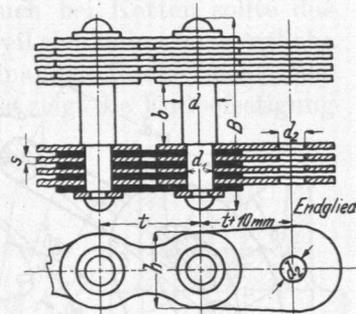


Abb. 917. Gallsche Kette.

gereiht und durch Vernieten der Bolzenköpfe oder durch Scheiben mit Splinten zusammengehalten werden, Abb. 917. Der hochwertige Baustoff, meist Siemens-Martinstahl, und die Genauigkeit, mit der die Ketten hergestellt werden, machen sie bei größeren Lasten den Gliederketten überlegen. Nachteilig ist der Umstand, daß sie senkrecht zu ihrer Führungsebene nicht beweglich, gegen seitliche Belastung sogar empfindlich sind, weil dabei die Laschen verschieden stark belastet und ungleichmäßig gestreckt werden.

Zusammenstellung 106. Gallsche Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden (Thür.), (Abb. 917).

Zulässige Belastung <i>Q</i>	Teilung oder Baulänge <i>t</i>	Bolzen			Plattenzahl <i>z</i>	Plattenstärke <i>s</i>	Plattenbreite <i>h</i>	Größte Breite der Kette <i>B</i>	Durchm. d. Schlußbolzens <i>d</i> ₂	Ungefähres Gewicht <i>g</i>	Bemerkungen	
		<i>d</i>	<i>b</i>	<i>d</i> ₁								
kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/lfdm			
100	15	5	12	4	2	1,5	12	23	6	0,7	ohne Unterleg-	
250	20	7,5	15	6	2	2	15	28	9	1		verschieben
500	25	10	18	8	2	3	18	38	12	2		vernietet
750	30	11	20	9	4	2	20	45	13	2,7		
1000	35	12	22	10	4	2	27	50	15	3,8		
1500	40	14	25	12	4	2,5	30	60	18	5		
2000	45	17	30	14	4	3	35	67	21	7,1		
3000	50	22	35	17,5	6	3	38	90	26	11,1		
4000	55	24	40	21	6	4	40	110	32	16,5		
5000	60	26	45	23	6	4	46	118	34	19		
6000	65	28	45	24	6	4	53	125	36	24		
7500	70	32	50	28	8	4,5	53	150	40	31,5		
10000	80	34	60	30	8	4,5	65	165	45	34		
12500	85	35	65	31	8	5	70	180	47	44,8		
15000	90	38	70	34	8	5,5	75	195	50	51,1		
17500	100	40	75	36	8	6	80	208	54	58,1		
20000	110	43	80	38	8	6	85	215	56	74,4		
25000	120	45	90	40	8	6,5	100	235	60	83,3		
30000	130	50	100	45	8	7	106	255	65	100		

versplintet mit Unterleg-scheiben vernietet

Über die Gestaltung der Zahnräder für Gallsche Ketten vgl. Abschnitt 26. Das ablaufende Ende pflegt man in gleichmäßigen Schlägen dadurch aufzuhängen, daß man einzelne Laschenbolzen vorstehen läßt, die von einem Paar Schienen aufgefangen werden.

Den Wirkungsgrad eines Gallschen Kettenrades darf man einschließlich Lagerreibung 0,96 setzen.

Beispiele. 1. Vergleichsbeispiel mit Gliederkette und Trommel, Abb. 880. Für $Q = 1000$ kg folgt bei $k_z = 600$ kg/cm² die Kettenstärke d aus:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{Q}{2k_z} = \frac{1000}{2 \cdot 600} = 0,833 \text{ cm}^2.$$

$$d \approx 10 \text{ mm.}$$

Trommeldurchmesser $D = 20d = 200$ mm.

Bei $H = 10$ m und zwei Sicherheitswindungen wird die Windungszahl:

$$i + 2 = \frac{H}{\pi \cdot D} + 2 = \frac{10}{\pi \cdot 0,2} + 2 = 18.$$

Rechnungsmäßige Trommellänge:

$$l = (i + 2)(B + 3) = 18(35 + 3) = 684 \text{ mm,}$$

die wegen der Zugabe an den Enden auf 750 mm erhöht werden muß.

Beanspruchung der Trommelwandung auf Biegung, wenn der gefährliche Querschnitt ungünstigerweise als ein Ring von $D_1 = 160$ mm Außendurchmesser und 10 mm Wandstärke betrachtet wird:

$$\sigma_b = \frac{Q \cdot l'}{4W} = \frac{32 \cdot Q \cdot l' \cdot D_1}{4\pi \cdot (D_1^4 - D_2^4)} = \frac{32 \cdot 1000 \cdot 70 \cdot 16}{4\pi(16^4 - 14^4)} = 105 \text{ kg/cm}^2.$$

Drehbeanspruchung:

$$\tau_a = \frac{16 \cdot Q \cdot D \cdot D_1}{2\pi(D_1^4 - D_2^4)} = \frac{16 \cdot 1000 \cdot 20 \cdot 16}{2 \cdot \pi(16^4 - 14^4)} = 30,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Druckbeanspruchung beim Umwickeln der Kette nach Abb. 918:

$$\sigma_a = \frac{Q}{f} = \frac{1000}{3,8 \cdot 2,2 - 1,2 \cdot 1,4} = 150 \text{ kg/cm}^2.$$

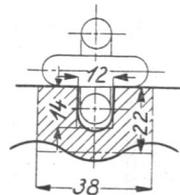


Abb. 918. Zur Berechnung der Beanspruchung der Trommelwandung.

Das theoretische Übersetzungsverhältnis:

$$u_0 = \frac{P_0 \cdot R}{Q \cdot D/2} = \frac{20 \cdot 40}{1000 \cdot 10} = \frac{1}{12,5}$$

zeigt, daß zwei Stirnräderpaare mit einem wirklichen Übersetzungsverhältnis:

$$u = u_0 \cdot \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = \frac{1}{12,5} \cdot 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = \frac{1}{16,1}$$

nötig sind.

Bei der Wahl der Kette nach den Dinormen, Zusammenstellung 105, mit 11 mm \emptyset würden die wichtigeren Größen werden: Beanspruchung auf Zug $\sigma_z = 525$ kg/cm², $D = 220$ mm, Windungszahl $i + 2 = 16,5$, Trommellänge $l \approx 670$ mm, Übersetzungsverhältnis

$$u = \frac{1}{17,7}.$$

2. Ausführung mit kalibrierter Kette und Nuß. Gewählt: $k_z = 450$ kg/cm².

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{Q}{2 \cdot k_z} = \frac{1000}{2 \cdot 450} = 1,11 \text{ cm}^2.$$

$d = 13 \text{ mm}$. Die Kettenuß bekommt bei $z_1 = 6$ Zähnen und Kettenmaßen nach Zusammenstellung 105, 3, insbesondere $t = 36 \text{ mm}$ Teilung, nach Formel (248) einen Durchmesser:

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z_1}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z_1}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{3,6}{\sin 15^\circ}\right)^2 + \left(\frac{1,3}{\cos 15^\circ}\right)^2} = 13,98 \text{ cm}.$$

Das theoretische Übersetzungsverhältnis:

$$u_0 = \frac{P_0 \cdot R}{Q \cdot D/2} = \frac{20 \cdot 40}{1000 \cdot 6,99} = \frac{1}{8,7}$$

liegt nahe der Grenze, an der man mit einer Übersetzung auskommen kann; wegen des ungünstigen Wirkungsgrades der Kettenuß $\eta_t = 0,92$ werde aber auch hier mit zwei Übersetzungen gerechnet, so daß:

$$u = u_0 \cdot \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = \frac{1}{8,7} \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = \frac{1}{11,7}$$

wird. Eine Übersetzung müßte das Verhältnis $\frac{1}{10,6}$ haben.

3. Ausführung mit Gallscher Kette, Abb. 882. Nach Zusammenstellung 106 kommt für $Q = 1000 \text{ kg}$ Nutzlast die Kette von $t = 35 \text{ mm}$ Teilung in Betracht. Zugbeanspruchung der Laschen mit den Bezeichnungen der Abb. 917:

$$\sigma_z = \frac{Q}{z(h-d_1) \cdot s} = \frac{1000}{4(2,7-1) \cdot 0,2} = 736 \text{ kg/cm}^2.$$

Flächenpressung zwischen Bolzen und Laschen:

$$p = \frac{Q}{z \cdot d_1 \cdot s} = \frac{1000}{4 \cdot 1,0 \cdot 0,2} = 1250 \text{ kg/cm}^2.$$

Kettenrad: Gewählt $z_1 = 8$ Zähne. Teilkreisdurchmesser:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{3,5}{\sin 22^\circ 30'} = 9,16 \text{ cm}.$$

Bei dem geringen Maße muß das Kettenrad mit der Welle aus einem Stück hergestellt werden.

Theoretisches Übersetzungsverhältnis:

$$u_0 = \frac{P_0 \cdot R}{Q \cdot D/2} = \frac{20 \cdot 40}{1000 \cdot 4,58} = \frac{1}{5,73}.$$

Tatsächliches Übersetzungsverhältnis bei einem Stirnradvorgelege:

$$u = u_0 \cdot \eta_t \cdot \eta_1 = \frac{1}{5,73} \cdot 0,96 \cdot 0,9 = \frac{1}{6,64}.$$

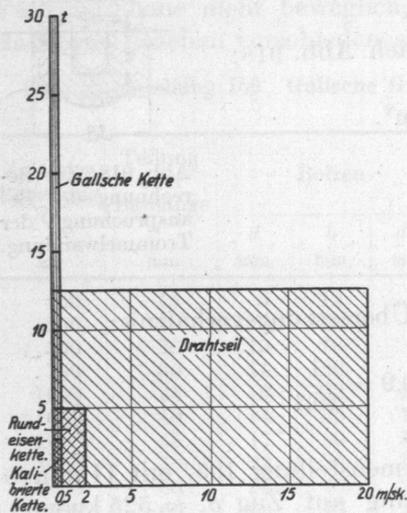


Abb. 919. Anwendungsgebiete der an Hebezeugen gebräuchlichen Zugmittel nach Kammerer.

Gallschen Kette ein einziges Zahnradpaar genügt. Ungünstig ist bei der gewöhnlichen, aber billigeren Gliederkette die große Trommellänge.

Einen guten Überblick über die Benutzung der wichtigeren Zugmittel bei Hebezeugen gibt Abb. 919. Als Abszissen sind die Betriebsgeschwindigkeiten, als Ordinaten die Lasten,

bis zu denen ein einzelnes Zugmittel benutzt wird, aufgetragen. Die Darstellung zeigt deutlich die weitgehende Anwendungsfähigkeit der Drahtseile, insbesondere ihre Überlegenheit bei hohen Geschwindigkeiten. Durch Einschalten von Rollen und Flaschenzügen lassen sie sich aber auch bei beliebig großen Lasten benutzen und bieten zudem den Vorteil eines stoßfreien und sicheren Betriebs. Die früher viel gebrauchten Rund-eisenketten finden sich wegen ihrer Empfindlichkeit gegenüber Stößen nur noch bei mäßigen Geschwindigkeiten und Lasten. Kalibrierte sind heute fast ausschließlich auf von Hand betriebene Hebezeuge beschränkt, weil sie durch Stöße und Abnutzung die genaue Teilung verlieren. Gallsche Ketten eignen sich für große Lasten bei kleinen Geschwindigkeiten, sind aber schieferm Zug gegenüber empfindlich.

IV. Haken, Bügel und Ösen.

Haken werden entweder als einfache, Abb. 925, für leichte und mittlere Lasten oder als Doppelhaken, Abb. 920, für schwere Lasten ausgebildet. An den geschlossenen Lastbügel oder Ösen, Abb. 924, ist die Biegebeanspruchung niedriger; wegen des Nachteils, die Anschlagseile oder Ketten durch die Öffnung hindurchziehen zu müssen, verwendet man sie nur bei sehr großen Lasten. Kleine Ösen als Ringschrauben, Abb. 930 und Ringmuttern, Abb. 921, durch die DIN 580 bis 582 für Metrisches und Whitworthgewinde genormt, finden sich häufig an Maschinenteilen verschiedenster Art, um das Anheben oder Fortbewegen zu erleichtern. Beim Einschrauben ist darauf zu achten, daß sie an den Rändern a gut anliegen, weil sonst bei schrägem Zug, Abb. 433, bedeutende Biegespannungen in den Schrauben entstehen. Vgl. die Ausführungen auf S. 255.

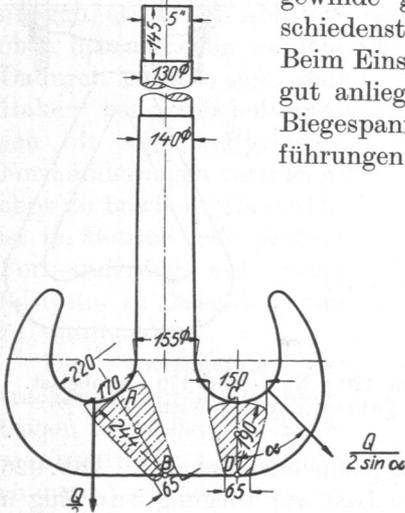


Abb. 920. Doppelhaken für 50 t Last der Deutschen Maschinenfabrik, A.G., Duisburg. M. 1 : 20.

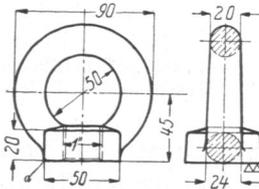


Abb. 921. Ringmutter 1'' DIN 582. M. 1 : 5.

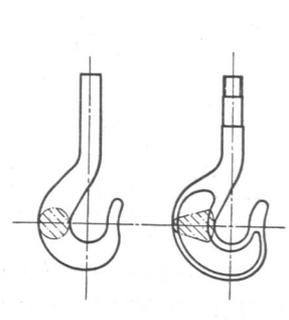


Abb. 922. Herstellung eines einfachen Hakens durch Schmieden oder Pressen.

Die Herstellung der Haken und Ösen erfolgt meist durch Schmieden oder Pressen aus zähem Stahl, Abb. 922, aber auch durch Gießen aus weichem Stahlguß.

Beim Entwurf eines einfachen Hakens, Abb. 925, geht man von dem Schaft S' mit dem Gewinde und der Mutter zur Befestigung des Hakens aus und bildet das Hakenmaul, dessen Weite sich nach dem Lastorgan richtet, am Grunde symmetrisch zur Schaftmittellinie aus, damit der Schaft nur auf Zug beansprucht wird. Eine gedrängte Form ist wegen der Ausnutzung der Hubhöhe und wegen der Verminderung der Biegespannungen im Schaft bei schieferm Anziehen erwünscht; andererseits wird aber der gefährliche Querschnitt AB um so ungünstiger beansprucht, je schärfer die Hakenmittellinie gekrümmt ist. Dem genannten Querschnitt gibt man bei leichten Haken runde oder ovale, bei größeren aber Trapezform, damit die Zugspannung der innern Faser niedrig gehalten werden kann. Für gute Abrundung der Kanten des Hakenmauls ist Sorge zu tragen.

Beim Einhängen der Last soll der Haken leicht und nach allen Seiten hin beweglich sein. Man schaltet zu dem Zwecke entweder ein Stück Gliederkette ein, Abb. 923 oder stützt den Haken durch eine kugelige Scheibe und gibt dem Querstück, in dem er hängt, Zapfen senkrecht zur Hakenachse, Abb. 899. Eine andere Lösung zeigt Abb. 924, wo die Beweglichkeit des Ösenkopfes durch eine Schneide erreicht ist. Leichte Drehbarkeit selbst unter voller Last ermöglichen Kugellager, Abb. 899. Damit sich die einfachen Haken nicht etwa an Balken oder in den Luken der Schiffe oder Gebäude verfangen, versieht man sie mit Abweisern, Abb. 923. Die konstruktive Durchbildung der Doppelhaken und Lastbügel bietet keine Schwierigkeit.

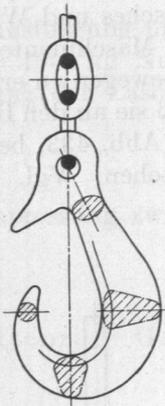


Abb. 923. Haken mit Abweiser an Kette.

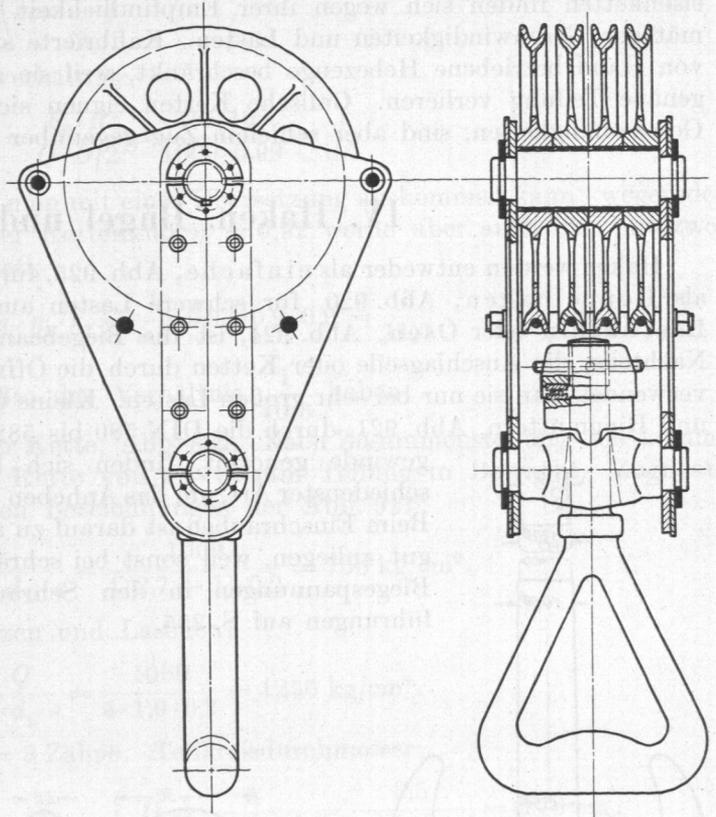


Abb. 924. Hakenflasche für 120 t Nutz- und 170 t Probelast. Maschinenfabrik I. von Petravice & Co., Wien. M. 1:30.

Berechnung der Haken und Ösen. In dem auf Zug zu berechnenden Schaft S' , Abb. 925, läßt man 500 bis 600 kg/cm², in den übrigen durch die Last auf Biegung und Zug in Anspruch genommenen Querschnitten, also insbesondere in dem gefährlichen AB , 700 bis 900 kg/cm² Zugspannung zu, wenn man die Theorie der geraden Balken, also die Formel (39)

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Q}{F} + \frac{Q \cdot a}{J} \cdot e_2$$

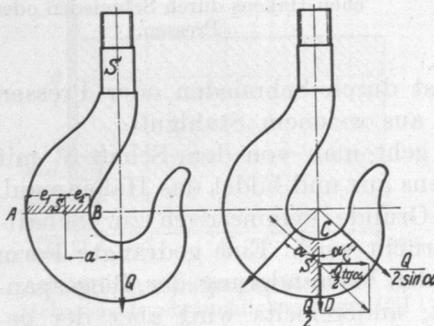


Abb. 925 und 926. Zur Berechnung einfacher Haken.

benutzt. Dabei tritt aber durch die Vernachlässigung der Krümmung des Hakens eine Unterschätzung der höchsten Spannung an der Innenkante des Hakenmauls ein, die um so beträchtlicher ist, je gedrängter gebaut und je schärfer gekrümmt der Haken ist. Die Spannungsverteilung längs des Querschnittes AB folgt keiner geraden Linie, wie die angeführte Formel voraussetzt, sondern einer hyperbelähnlichen, wie Preuß [X, 5] nachwies. An dem Haken,

Abb. 927, fand er bei 9000 kg Belastung auf Grund von Messungen der Formänderungen auf beiden Seiten des Hakens die durch Kreise in Abb. 928 hervorgehobenen

Mittelwerte, insbesondere eine größte Zugspannung in der inneren Faser von 1520 kg/cm^2 . Der Verlauf der wirklichen Spannung ist durch die stark ausgezogene Linie wiedergegeben, während nach der Theorie der gekrümmten Balken die strichpunktierte Hyperbel mit 1195 kg/cm^2 größter Spannung und nach der Theorie der geraden Balken sogar nur 885 kg/cm^2 , entsprechend der gestrichelten geraden Linie zu erwarten wären. Die größte Spannung war also in diesem Falle um 27% größer, ergab sich aber an einem zweiten Haken um 5% niedriger als nach der Theorie der gekrümmten Balken, nach der man an ausgeführten Haken 900 bis 1300 kg/cm^2 findet. Wenn man somit nahe an die Fließgrenze des Baustoffes herangeht und sich mit etwa 4 bis 3facher Bruchsicherheit begnügt, so ist zu bedenken, daß bei einer Überlastung des zähen Baustoffes noch kein Bruch, sondern nur ein Fließen der Faser an der inneren Wölbung eintritt, wodurch die Krümmung des Hakens vermindert, die Tragfähigkeit aber erhöht wird. An den Stellen, wo der Baustoff geflossen war, entstehen nämlich bei der Entlastung Druckspannungen, die bei einer neuen Belastung erst überwunden werden müssen, ehe Zugspannungen auftreten, und schließlich findet eine bessere Ausnutzung des Querschnittes statt, indem auch weiter innen liegende Fasern zu höheren Spannungen, etwa nach Abb. 927 oben herangezogen werden. Dadurch erklärt sich, daß Haken bei Probelastungen oft sehr weitgehende Formänderungen vertragen, ohne zu brechen. Immerhin ist im Betrieb jede größere Formänderung aufs sorgfältigste zu beachten und zu untersuchen.

Die vorstehende Betrachtung auf Fälle übertragen zu wollen, in denen wechselnde Beanspruchungen vorliegen, ist naturgemäß ganz unzulässig, weil die Widerstandsfähigkeit der Stellen, wo die Zugspannungen die Fließgrenze überschritten haben, gegenüber Druckkräften außerordentlich vermindert ist, so daß wechselnde Belastung bald zur Ermüdung des Baustoffes und zum Bruche führt.

Außer dem Querschnitt AB , Abb. 925, wird CD , Abb. 926, auf Biegung und Zug in Anspruch genommen, wenn die Last Q mit zwei Seilen aufgehängt ist, die man unter $\alpha = 45^\circ$ gegen die Senkrechte geneigt anzunehmen pflegt. Dann ist der genannte Querschnitt durch $\frac{Q \cdot c}{2 \sin \alpha}$ auf Biegung und durch $\frac{Q \cdot \text{tg } \alpha}{2}$ auf Zug beansprucht, sofern die Wirkung der Querkraft $\frac{Q}{2}$ vernachlässigt wird. Bei $\alpha = 45^\circ$ wird das Biegemoment $\frac{Q \cdot c}{1,41}$, die Zugkraft $\frac{Q}{2}$. Das Querstück, das den Haken in den Laschen zu stützen pflegt, Abb. 899, ist im Mittelquerschnitt auf Biegung, an den Auflagestellen im Gehänge auf Flächen-
druck zu berechnen, vgl. das Zahlenbeispiel Seite 506.

Für Doppelhaken, Abb. 920, gilt eine ähnliche Rechnung. Der Schaft ist im wesentlichen auf Zug, Querschnitt AB aber sowohl durch eine senkrecht nach unten wirkende

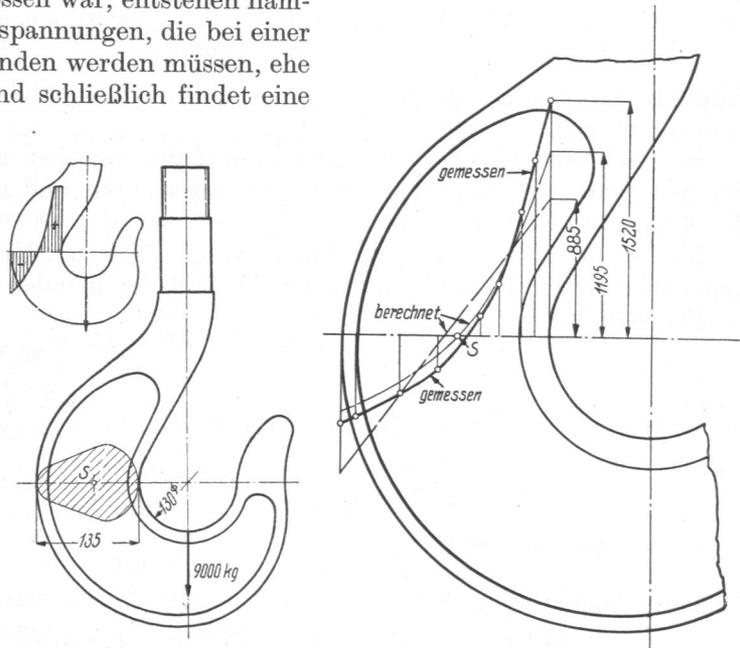


Abb. 927 und 928. Spannungsverteilung an einem einfachen Haken nach den Ermittlungen von Preuß. M. 1:10 und 1:5.

Kraft $\frac{Q}{2}$, wie auch beim Anschlagen der Last durch zwei schräge Seile auf Zug und Biegung in Anspruch genommen. Gleiches gilt im zweiten Falle auch vom Querschnitt CD .

An Bügeln, die aus einem Stück geschmiedet oder zusammengeschweißt sind, Abb. 924, darf das untere Querstück als ein beiderseits eingespannter Balken betrachtet werden, der im ungünstigsten Falle durch die in der Mitte wirkende Last auf Biegung beansprucht wird. Die seitlichen Wangen sind unter Zerlegung der Last in ihre Seitenkräfte auf Zug zu berechnen.

Die Beanspruchung von Ringschrauben wird durch das Rechnungsbeispiel 2 erläutert.

Beispiele. 1. Ein Haken für $Q = 6000$ kg Last ist zu entwerfen und zu berechnen, Abb. 53 b, S. 48.

Kernquerschnitt des Schaftgewindes bei $k_z = 500$ kg/cm²:

$$F_1 = \frac{Q}{k_z} = \frac{6000}{500} = 12 \text{ cm}^2.$$

Gewählt $1\frac{7}{8}$ '' Gewinde mit $12,82$ cm² Kernquerschnitt und $\sigma_z = 468$ kg/cm² Zugbeanspruchung.

Bei Annahme der Maulweite zu 60 mm kann zunächst der innere Umriß des Hakens, bei Schätzung der Querschnitte in der wagrechten und der senkrechten Ebene auch der äußere entworfen werden.

Nachrechnung des durch ein Trapez von $h = 85$ mm Höhe und $b_1 = 70$, $b_2 = 22$ mm angenäherten Querschnitts nach der Theorie der geraden Balken:

Flächeninhalt:

$$F = h \frac{b_1 + b_2}{2} = 8,5 \frac{7,0 + 2,2}{2} = 39,1 \text{ cm}^2;$$

Schwerpunktabstand vom inneren Rande:

$$e_2 = \frac{h}{3} \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} = \frac{8,5}{3} \frac{7,0 + 2 \cdot 2,2}{7,0 + 2,2} = 3,6 \text{ cm};$$

Hebelarm der Last:

$$a = 6,9 \text{ cm};$$

Trägheitsmoment:

$$J = \frac{h^3}{36} \frac{b_1^2 + 4b_1 \cdot b_2 + b_2^2}{b_1 + b_2} = \frac{8,5^3}{36} \frac{7,0^2 + 4 \cdot 7,0 \cdot 2,2 + 2,2^2}{7,0 + 2,2} = 214 \text{ cm}^4;$$

Zugspannung in der inneren Faser:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{Q}{F} + \frac{Q \cdot a \cdot e_2}{J} = \frac{6000}{39,1} + \frac{6000 \cdot 6,9 \cdot 3,6}{214} = 153 + 697 = 850 \text{ kg/cm}^2.$$

Die auf Seite 48 durchgeführte genauere Untersuchung nach dem Tolleschen Verfahren gibt eine größte Spannung von 1147 kg/cm², mithin gegenüber der Rechnung nach der Theorie der geraden Balken einen Mehrbetrag von 35% . Bei der Nachrechnung des unteren in der Hakenachse liegenden Querschnitts in ganz entsprechender Weise wird

$$F = 22,9 \text{ cm}^2, \quad e_2 = 2,66 \text{ cm}, \quad c = 4 \text{ cm}, \quad J = 67,4 \text{ cm}^4,$$

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = 131 + 670 = 801 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Berechnung nach der Theorie der gekrümmten Balken, Abb. 929, führt zu einer größten Spannung von 1020 kg/cm².

2. Beanspruchung der Ringschraube $M 56$ DIN 580, Abb. 930. Bei senkrechtem Zug wird als größte Last $P = 6500$ kg angegeben. Zuspansung im Schraubenkern:

$$\sigma_z = \frac{P}{F_1} = \frac{6500}{18,37} = 354 \text{ kg/cm}^2.$$

Wegen der Inanspruchnahme der Schraube in dem Falle, daß die gleiche Last an zwei Seilen, die unter 45° wirken, entsprechend DIN 580 an zwei gleichen Schrauben aufgehängt ist, vgl. das Berechnungsbeispiel 6, Seite 255. In der dort abgeleiteten

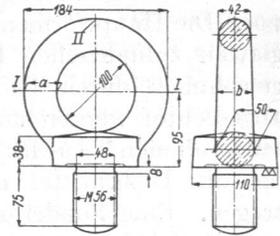
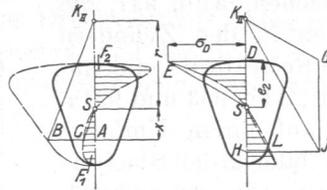
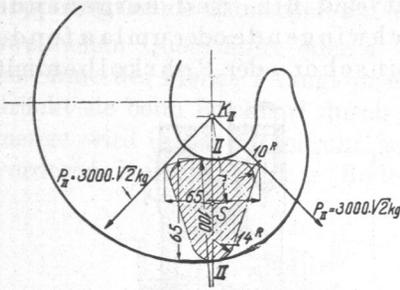


Abb. 929. Berechnung des Querschnitts II—II des Hakens Abb. 53b nach Tolle. M. 1: 5.

Abb. 930. Ringschraube M 56 DIN 580. M. 1: 10.

Formel für die Längskraft Q' in der Schraube bei der Annahme des Kippens um den Schraubenrand ist $P = 3250$ kg einzusetzen, so daß:

$$Q' = \frac{P}{\cos 45^\circ} \cdot \frac{b}{\frac{D}{2}} = \frac{3250}{0,707} \cdot \frac{10,7}{5} = 9860 \text{ kg}$$

und die Beanspruchung

$$\sigma_z = \frac{Q'}{F_1} = \frac{9860}{18,37} = 537 \text{ kg/cm}^2$$

würde.

Zugspannung in den Ringquerschnitten I von annähernd elliptischem Querschnitte (unter Vernachlässigung der Zusatzbiegespannung):

$$\sigma_z = \frac{P}{\frac{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b}{4}} = \frac{6500}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 4,2 \cdot 4,6}{4}} = 214 \text{ kg/cm}^2.$$

Vergleichswert für die Biegespannung im Querschnitt II, wenn der obere Teil der Ringmutter als ein beiderseits eingespannter, gerader Balken von $l = 14,2$ cm Länge betrachtet wird, nach Formel laufende Nr. 7, Zusammenstellung 5, S. 26:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot l}{8 \pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 6500 \cdot 14,2}{8 \pi \cdot 4,2^3} = 1590 \text{ kg/cm}^2.$$

Elfter Abschnitt.

Kolben.

Zweck und Arten der Kolben.

Kolben laufen in Zylindern, nehmen an Kraftmaschinen die vom Betriebsmittel ausgeübten Drucke auf, um sie an das Triebwerk weiter zu geben oder, wie an Pressen, auf das zu bearbeitende Stück wirken zu lassen und vermitteln an Arbeitsmaschinen umgekehrt die Einwirkung von Kräften auf die in den Zylindern eingeschlossenen Stoffe. Längs der Zylinderwandung sollen sie möglichst vollkommen abdichten, nicht allein um Verluste an Druckmitteln und an den zu fördernden Stoffen oder das Ansaugen von Luft, wenn im Arbeitsraume Unterdruck herrscht, zu verhüten, sondern auch, um das Wegblasen des Schmieröls an den undichten Stellen zu vermeiden. Denn das häufig