

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.

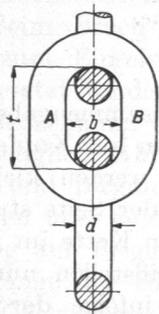


Abb. 904. Kette für Hebezeuge, DIN 672 und 671.

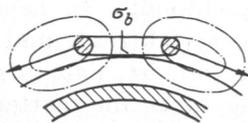


Abb. 905. Beanspruchung der Ketten auf Biegung beim Aufwickeln.

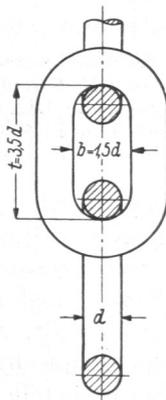


Abb. 906. Förderkette, DIN 670.

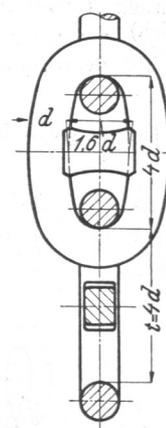


Abb. 907. Stegkette.

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/cm<sup>2</sup> 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

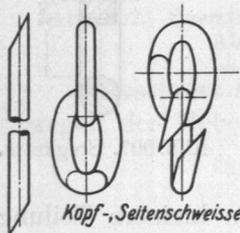


Abb. 908. Herstellung der Gliederketten.

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 Nutzzuglast sein soll, zu entnehmen ist und daß sie in ihrer ganzen Länge einer Probelastung gleich der zweifachen Nutzzugkraft 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 zusammenschweißt 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/cm<sup>2</sup>, und 1200 kg/cm<sup>2</sup> bei der Reckprobelastung,

an Ankerketten mit Steg bis zu 35 mm  $\varnothing$   $K_z \geq 2700$  kg/cm<sup>2</sup>, und 1800 kg/cm<sup>2</sup> 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/cm<sup>2</sup> 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 Wiederenutzung 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:

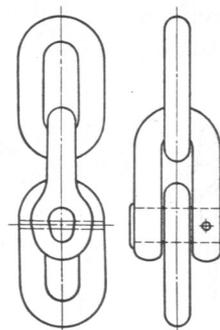


Abb. 909. Kettenschloß.

$$Q = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_z \tag{247}$$

darf  $k_z$  die folgenden Werte haben:

Zusammenstellung 105a. Zulässige Beanspruchungen an Gliederketten.

	gewöhnl. Ketten kg/cm <sup>2</sup>	kalibrierte Ketten kg/cm <sup>2</sup>
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  $\approx 600$  kg/cm<sup>2</sup> 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].



Nun ist

$$\begin{aligned}\overline{AC}^2 &= \overline{AB}^2 + \overline{BC}^2 - 2\overline{AB} \cdot \overline{BC} \cdot \cos\left(180 - \frac{180^\circ}{z_1}\right) \\ &= (t-d)^2 + (t+d)^2 + 2(t-d)(t+d) \cos \frac{180^\circ}{z_1} \\ &= 2 \left[ t^2 \left(1 + \cos \frac{180^\circ}{z_1}\right) + d^2 \left(1 - \cos \frac{180^\circ}{z_1}\right) \right] = 4 \left( t^2 \cos^2 \frac{90^\circ}{z_1} + d^2 \sin^2 \frac{90^\circ}{z_1} \right).\end{aligned}$$

Fällt man noch das Lot  $MG$  auf  $AC$ , so ist auch der Winkel  $CMG$   $\frac{180^\circ}{z_1}$  und der Teilkreisdurchmesser

$$D = 2\overline{MC} = \frac{2\overline{CG}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{\overline{AC}}{2 \sin \frac{90^\circ}{z_1} \cdot \cos \frac{90^\circ}{z_1}} = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z_1}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z_1}}\right)^2}$$

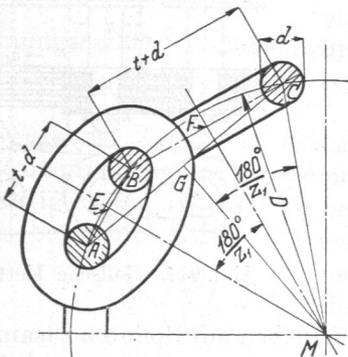


Abb. 914. Zur Berechnung des Kettenfußdurchmessers.

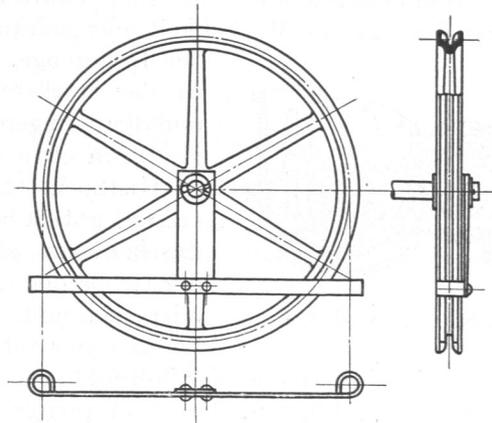


Abb. 915. Haspelrad.

An Haspelrädern, Abb. 915, mit größeren Zähnezahlen, die zum Antriebe hochgelegener Triebwerke, Winden usw. mittels einer endlosen Kette von 5 bis 10 mm Stärke vom Fußboden aus dienen, kann unter Vernachlässigung des zweiten Gliedes der Formel genügend genau gesetzt werden:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z_1}} \quad (249)$$

Der Zug, den ein Arbeiter an der Kette solcher Haspelräder ausüben kann, darf je nach der Dauer der Arbeitsleistung zu 10 bis 30 kg angenommen werden.

Bei der konstruktiven Durchbildung der Kettennüsse, Abb. 913, sieht man gewöhnlich für die in der Rollenebene liegenden Glieder einen ringsum laufenden Schlitz vor, während man die senkrecht dazu stehenden durch Vorsprünge  $Z$  mitnehmen läßt. Die Form dieser Zähne folgt daraus, daß sich das Kettenglied  $K$  beim Abwickeln zunächst bis zur Strecklage mit dem Kettengliede  $K_1$  um den Mittelpunkt  $A$ , weiterhin um den Mittelpunkt  $B$  bewegt, bis die Strecklage mit  $K_2$  erreicht ist. Anschließend dreht sich die Kette um  $C$ . Die Zahnflanken werden nun durch Umrißpunkte des Gliedes  $K$  beschrieben. Für die Punkte  $a, b, c$  im Seitenriß gelten die Kurven  $\alpha, \beta, \gamma$ . Sie stellen Schnitte durch die Zähne in Ebenen, parallel zur Mittelebene dar, in den Abständen die die Punkte  $a, b$  und  $c$  von dieser haben. Beispielsweise setzt sich  $\gamma$  aus drei Kreisbögen zusammen, einem kurzen um  $A$ , und zwei weiteren mit den Halbmessern  $r_B$  und  $r_C$  um  $B$  und  $C$ . Bei den Kurven  $\alpha$  und  $\beta$  sind die Kreisbögen um  $A$  rückläufig und kommen deshalb praktisch für die Gestaltung der Zahnflanken nicht in Betracht. Um das all-

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%.

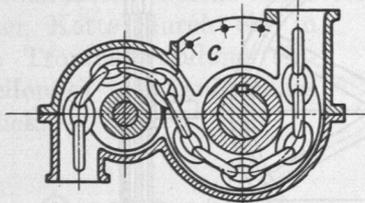


Abb. 916. Kettennuß mit Leitrolle.

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

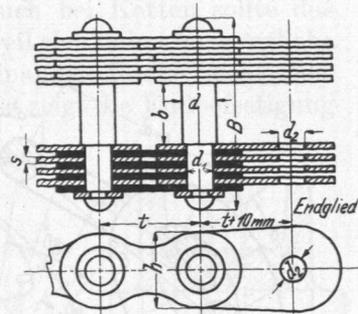


Abb. 917. Gallsche Kette.

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> <sub>2</sub>	Ungefähres Gewicht <i>g</i>	Bemerkungen								
		<i>d</i>	<i>b</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>															
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		scheiden							
500	25	10	18	8	2	3	18	38	12	2			leg-						
750	30	11	20	9	4	2	20	45	13	2,7				vernietet					
1000	35	12	22	10	4	2	27	50	15	3,8					vernietet				
1500	40	14	25	12	4	2,5	30	60	18	5						vernietet			
2000	45	17	30	14	4	3	35	67	21	7,1							vernietet		
3000	50	22	35	17,5	6	3	38	90	26	11,1								vernietet	
4000	55	24	40	21	6	4	40	110	32	16,5									vernietet
5000	60	26	45	23	6	4	46	118	34	19									
6000	65	28	45	24	6	4	53	125	36	24	vernietet								
7500	70	32	50	28	8	4,5	53	150	40	31,5		vernietet							
10000	80	34	60	30	8	4,5	65	165	45	34			vernietet						
12500	85	35	65	31	8	5	70	180	47	44,8				vernietet					
15000	90	38	70	34	8	5,5	75	195	50	51,1					vernietet				
17500	100	40	75	36	8	6	80	208	54	58,1						vernietet			
20000	110	43	80	38	8	6	85	215	56	74,4							vernietet		
25000	120	45	90	40	8	6,5	100	235	60	83,3								vernietet	
30000	130	50	100	45	8	7	106	255	65	100									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/cm<sup>2</sup> 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:

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

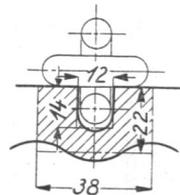


Abb. 918. Zur Berechnung der Beanspruchung der Trommelwandung.

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/cm<sup>2</sup>,  $D = 220$  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/cm<sup>2</sup>.

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

$d = 13 \text{ mm}$ . 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:

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

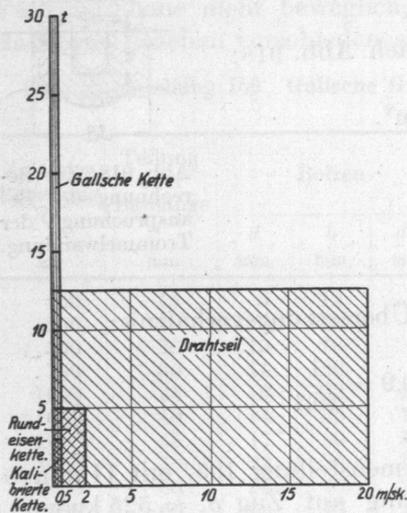


Abb. 919. Anwendungsgebiete der an Hebezeugen gebräuchlichen Zugmittel nach Kammerer.

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.

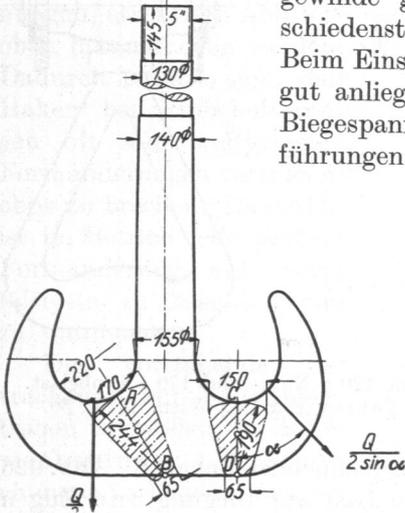


Abb. 920. Doppelhaken für 50 t Last der Deutschen Maschinenfabrik, A.G., Duisburg. M. 1 : 20.

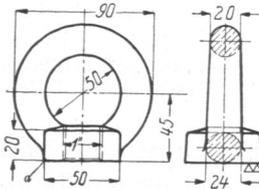


Abb. 921. Ringmutter 1'' DIN 582. M. 1 : 5.

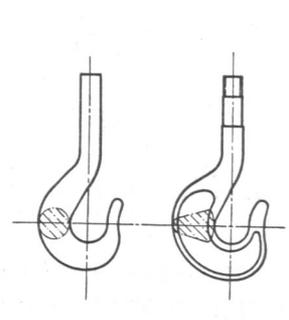


Abb. 922. Herstellung eines einfachen Hakens durch Schmieden oder Pressen.

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.