

### III. ABSCHNITT.

## Die Seile und Ketten, deren Rollen und Trommeln. Die Haken, Ösen, Leit- und Hakenrollen.

§ 18.

#### Die Hanfseile, deren Rollen und Trommeln.

Die Hanfseile bilden im Verein mit den Drahtseilen und Ketten die Trag- und Zugorgane der Lasthebe-  
maschinen. Das Material, aus welchem die Hanfseile  
gefertigt werden, ist badischer Schleisshanf oder russischer  
Reinhanf. Der erstere besitzt eine um ca. 12 Prozent  
grössere Festigkeit, ist dafür aber auch um ca. 25 Pro-  
zent teurer als der letztere.

Die Herstellung der Seile erfolgt in der Weise,  
dass die Fasern des Hanfes zunächst zu Fäden versponnen  
werden. Dann werden aus einer grösseren Zahl von  
Fäden sogenannte Litzen gebildet, und aus diesen erst  
wird das Seil zusammengedreht. Die Zahl der Litzen  
ist gewöhnlich 3, der Querschnitt des Seiles fast stets  
ein annähernd runder. Quadratische Seile, wie sie im  
Transmissionsbau neben den runden Verwendung finden,  
kommen bei Hebezeugen sehr selten vor. Für Flaschen-  
züge und Winden verwendet man ferner immer lose  
geschlagene Hanfseile, die biegsamer als die Förder-  
zwecken dienenden fest geschlagenen sind. Kabelseile  
sind runde Seile von grösserem Durchmesser, die durch  
Zusammendrehen einiger schwacher Seile hergestellt  
werden; auch ihre Anwendung ist bei den eigentlichen  
Hebemaschinen eine sehr beschränkte. Um die Hanfseile  
widerstandsfähiger gegen die Witterungseinflüsse zu  
machen, teert man sie, nachdem sie zuvor durch Seifen-  
wasser gezogen und dann getrocknet worden sind.  
Geteerte Seile besitzen aber eine um ca. 13 Prozent  
geringere Festigkeit als ungeteerte.

Die Prüfung der Hanfseile erfolgt durch 1- bis  
2stündiges Anhängen der  $1\frac{1}{2}$  fachen Nutzlast. Zeigen  
sich bei der Untersuchung der Seile nur einzelne schad-  
hafte Stellen, so ist es zulässig, dieselben durch Ein-  
spleissen neuer Teile auszubessern. Schäden in den

Seilen machen sich durch Lösen einzelner Litzen be-  
merkbar<sup>1)</sup>.

Für die Berechnung der Hanfseile ist, wenn  
S die grösste Zug- bzw. zulässige Belastung,  
 $\Delta$  den Durchmesser des Seiles,  
 $k_z$  die zulässige Materialspannung  
bezeichnet und der Seilquerschnitt als volle Kreisfläche  
angenommen wird, die Beziehung

$$\Delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{S}{k_z} \dots \dots \dots 65$$

mit  $k_z = 90$  bis  $115$  kg/qcm für ungeteerte Seile aus  
badischem Schleisshanf,  
 $k_z = 80$  bis  $100$  kg/qcm für ebensolche aus russischem  
Reinhanf,  
 $k_z =$  dem 0,9fachen der vorstehenden Werte für ge-  
teerte Seile

massgebend. Mit den angegebenen Grenzwerten von  $k_z$   
sind in der nachfolgenden Tabelle die zulässigen Be-  
lastungen berechnet, die ungefähr  $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{10}$  der Bruch-  
last des Seiles ausmachen.

Aus Gl. 65 lässt sich der Seilquerschnitt und aus diesem  
mit Hilfe der Kreisflächen-Tabelle der Seildurchmesser be-  
stimmen. Man kann den letzteren aber auch direkt der  
Tabelle auf S. 44 für die angegebene grösste Seilbelastung  
entnehmen. Man wird ferner die zulässige Materialspannung  
 $k_z$  um so kleiner wählen bzw. eine um so geringere zulässige  
Belastung in der nachfolgenden Tabelle für ein Seil von  
bestimmtem Durchmesser gestatten, je kleinere Rollen- und  
Trommelradien zur Anwendung kommen und je langsamer  
das Seil verschleissen, je länger dasselbe also im Betriebe  
aushalten soll.

Die Anwendung der Hanfseile als Tragorgane be-  
schränkt sich im Hebezeugbau gewöhnlich auf solche von  
weniger als 36 mm Durchmesser und 1000 kg zulässige

<sup>1)</sup> S. „Anleitung zur Untersuchung der Hebezeuge  
und Prüfung ihrer Tragorgane im Betriebe“, aufgestellt  
vom Ver. deutsch. Revisions-Ingenieure, Verlag von A. Seydel, Berlin.

Belastung. Bis zu diesen Grenzen benutzt man sie für Flaschenzüge, Trommelwinden und Aufzüge mit Handbetrieb. Stärkere Seile verringern durch ihre grosse Steifigkeit den Wirkungsgrad des Hebezeuges zu sehr, verlangen auch grössere Trommelradien und Lastarme als gleichbelastete Ketten.

wird also die Trommel, um deren Länge gering halten zu können, mehrmals umwickelt. Zur Schonung des Seiles bildet man den Trommelumfang häufig aus Holzbohlen. Die Verbindung eines solchen Holzbelages mit den dann getrennt gegossenen Nabenscheiben wird durch Holzschrauben oder Längsanker bewirkt (Fig. 7 und 8,

### Hanfseile

von Felten & Guilleaume in Cöln a/Rhein.

Runde Seile aus badischem Schleishanf.					Runde Seile aus russischem Reinhanf.					Kabelseile aus badischem Schleishanf, geteert.						
Seil-durch-messer	ungeteert		geteert		Seil-durch-messer	ungeteert		geteert		Seil-durch-messer	zulässige Belastung der Bruchlast	Gewicht von 1 m Seil				
	zulässige Belastung = $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ der Bruchlast	Gewicht von 1 m Seil	zulässige Belastung = $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ der Bruchlast	Gewicht von 1 m Seil		zulässige Belastung = $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ der Bruchlast	Gewicht von 1 m Seil	zulässige Belastung = $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ der Bruchlast	Gewicht von 1 m Seil							
mm	kg ca.	kg ca.	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.				
16	185 bis	230	0,21	160 bis	200	0,23	16	160 bis	200	0,20	140 bis	175	0,22	59	4 550	2,67
18	230 "	290	0,25	—	—	—	18	205 "	255	0,24	—	—	—	65	5 530	3,70
20	280 "	350	0,31	250 bis	315	0,34	20	250 "	315	0,30	220 bis	275	0,33	72	6 780	4,00
23	375 "	470	0,39	330 "	415	0,43	23	330 "	415	0,38	290 "	360	0,42	78	7 960	4,80
26	480 "	600	0,51	425 "	530	0,58	26	425 "	530	0,50	370 "	465	0,56	85	9 450	5,60
29	590 "	740	0,67	530 "	660	0,75	29	530 "	660	0,65	465 "	580	0,72	92	11 070	6,40
33	770 "	960	0,80	685 "	855	0,90	33	685 "	855	0,78	600 "	750	0,87	98	12 575	7,46
36	915 "	1 145	0,96	810 "	1 015	1,07	36	810 "	1 015	0,93	710 "	890	1,04	105	14 220	8,53
39	1 070 "	1 340	1,15	955 "	1 195	1,28	39	955 "	1 195	1,10	835 "	1 045	1,25			
46	1 500 "	1 870	1,50	1 330 "	1 660	1,70	46	1 330 "	1 660	1,45	1 165 "	1 455	1,65			
52	1 910 "	2 390	1,95	1 700 "	2 120	2,20	52	1 700 "	2 120	1,90	1 490 "	1 860	2,15			

Die Grösse der Rollen und Trommeln für Hanfseile wählt man in der Praxis so, dass der Radius bis Seilmitte ist:

bei Leitrollen und Trommeln

$$R = 3\Delta \text{ bis } 6\Delta, \text{ gewöhnlich } 4\Delta \dots 66$$

bei Winderollen, wo die Reibung am Umfange grösser als die Differenz der Spannungen in den beiden Seilenden sein muss (s. nachstehend),

für einfache Nut nach v. Bach

$$R = 16\Delta \text{ bis } 20\Delta \dots 67a$$

für Keilnut

$$R \geq 10\Delta \dots 67b$$

unter  $\Delta$  den Seildurchmesser verstanden. In jedem Falle wird man R natürlich um so grösser wählen, je lebhafter der Betrieb und je mehr auf Schonung des Seiles zu sehen ist.

Leitrollen für Hanfseile zeigen Fig. 1 bis 3, Taf. 1. Die Nut, in welche sich das Seil mit etwas Spiel legt, wird glatt ausgedreht und hat bei Flaschenzügen niedrige, sonst der sicheren Führung des Seiles wegen hohe Ränder.

Bei den Winderollen legt sich das Seil ohne Spiel in die Nut (Fig. 5) oder klemmt sich sogar in dieselbe ein (Fig. 4, Taf. 1); die Nut ist dann keilförmig mit 40 bis 50° Nutenwinkel ausgebildet.

Über Arme und Nabe der Hanfseilrollen gilt das bei den Kettenrollen in § 20 bezüglich dieser Teile Angeführte.

Hanfseiltrommeln haben glatten Umfang nach Fig. 6, Taf. 1 und sind cylindrisch gestaltet, wenn das Seil auf ihnen befestigt wird. Es wickelt sich dabei meist in nebeneinander liegenden Windungen auf den Umfang; selten legen sich die Windungen übereinander,

Taf. 1). Bei vollständig gesenkter Last muss das Seil die Trommel noch einige Male umschlingen, da sonst die Seilbeanspruchung an der Befestigungsstelle erheblich gesteigert wird.

Soll das Hanfseil nicht auf der Trommel befestigt, sondern nur in einigen Umschlingungen auf ihr gehalten werden, so bekommt die Trommel, um ihre Länge zu beschränken, stets eine konoidische Form. Das Seil rutscht dann fortwährend von der stärkeren Auflaufstelle an den Enden der Trommel nach der schwächeren Ablaufstelle in der Mitte, und die Zahl der Umschlingungen bleibt immer dieselbe. Fig. 9, Taf. 1 zeigt die Ausführung einer solchen Reibungstrommel in Holz nach v. Reiche. Zum Antrieb dient für gewöhnlich das Zahnrad Z. Soll ausnahmsweise die Trommel einmal von Hand gedreht werden, so lassen sich zu diesem Zwecke Hehebäume in die Öffnungen o stecken. Die aufgezogenen schmiedeeisernen Ringe m verhüten das Reissen und Platzen der Holztrommel. Gegossene Reibungstrommeln für Hanfseile werden ebenso wie die entsprechenden Trommeln für Drahtseile (s. § 19) ausgebildet. Man benützt Reibungstrommeln meistens an Spill-, Anker- und ähnlichen Winden, weil sie, wie bei den betreffenden Winden selbst angegeben ist, deren eigentümliche Bedienungsweise wesentlich erleichtern.

Über die Verbindung der Seiltrommeln mit ihrer Welle ist bei den Kettentrommeln in § 20 das Erforderliche gesagt.

Die Befestigung der Hanfseile an einem Haken oder festen Punkte eines Hebezeuggestelles, wie sie sich bei Rollen- und Flaschenzügen notwendig macht, wird fast stets mit Hilfe einer Öse (s. § 21) bewirkt. Man schlingt das betreffende Ende durch dieselbe, verknotet

es mit dem Seil auf der anderen Seite und befestigt zur Verhinderung der Lösung den aus dem Knoten vorstehenden Teil durch Umwickeln mit Bindfaden am Seil. Auf cylindrischen Trommeln wird das Hanfseil in derselben Weise an einem Bügel (Fig. 25, Taf. 1) festgemacht, welcher der Trommel aufgeschraubt ist. Selten wird das am Ende zugespitzte Seil umgebogen, nach Fig. 6, Taf. 1 in ein Loch der Trommel gesteckt und nun die bis zum Klemmen herausgezogene Spitze zusammen mit dem Seil umwickelt.

Beispiele zur Berechnung der Hanfseile befinden sich in den späteren Abschnitten.

### § 19.

#### Die Drahtseile, deren Rollen und Trommeln.

Das Material der Drähte, aus welchen die vorliegenden Lastseile hergestellt werden, ist gewöhnlich Tiegelgussstahl von  $K_z = 11000$  bis  $14000$  kg/qcm Zugfestigkeit; für sehr schwere Lasten benutzt man auch Pflugstahl von  $K_z = 16000$  bis  $18000$  kg/qcm. Als Mass für die Güte des verwendeten Materiales kann nach der Monatsschrift der Steinbruchs-Genossenschaft (Jahrgang 1890) die Zahl der Biegungen gelten, welche ein einzelner Draht um eine abgerundete Kante von 5 mm Krümmungsradius aushält, wenn derselbe abwechselnd nach links und rechts aus der Senkrechten um 90 Grad in die Wagerechte gebogen wird.

Die Herstellung der Drahtseile hat so zu erfolgen, dass alle Drähte eines Seiles die gleiche Lage und denselben Abstand in Bezug auf die Seilmitte haben, da sie nur dann bei der Biegung des Seiles um eine Rolle oder Trommel sämtlich gleich stark beansprucht werden. Deshalb dreht man die Drähte zunächst schraubenförmig um je eine Hanfseele zu Litzen und dann erst diese letzteren in entgegengesetzter Richtung schraubenförmig um eine grössere Hanfseele zum Seil zusammen, sichert so also allen Drähten die gleiche Lage in ihrer Litze und mit dieser zugleich im Seil. An Stelle der Hanfseelen in den Litzen verwendet man wohl auch ausgeglühte, weiche Drähte. Bei den Kabelleilen vereinigt man in der angegebenen Weise die einzelnen Litzen zuerst zu grösseren Litzen und dann mehrere dieser letzteren zum Seil.

Der Querschnitt der Drahtseile ist annähernd rund oder quadratisch, und hiernach unterscheidet man Rund- und Quadratseile.<sup>1)</sup> Die Zahl der Drähte in einer Litze beträgt 7 bis 37, die Drahtstärke gewöhnlich 0,5 bis 2,5 mm, selten mehr, die Zahl der Hanfseelen meistens 1 oder 7, die Zahl der Litzen 6.

Bezüglich der verschiedenen Ausführungen der Drahtseile ist zu bemerken, dass bei gleicher Qualität und Festigkeit der Drähte das Seil um so biegsamer wird, je dünner bei entsprechend höherer Zahl die Drähte sind; immerhin wird man aber mit Rücksicht auf den Verschleiss, namentlich dann, wenn starke Abnützungen

durch Rost oder andere Umstände zu erwarten sind, die Drähte nicht zu schwach, wenn möglich nicht unter 1 mm, nehmen und durch Wahl genügend grosser Rollen- und Trommelradien vor zu hoher Beanspruchung schützen müssen. Zur Erhöhung der Biegsamkeit der Seile tragen ferner Hanfseelen in den Litzen wesentlich bei, wenn auch der Seildurchmesser durch sie vergrössert wird; andererseits sind aber Seile mit Hanf in den Litzen sehr weich und deshalb nicht brauchbar in solchen Fällen, wo das Seil leicht gequetscht wird, wie z. B. beim Übereinanderwickeln desselben auf Trommeln. Durch grosse Biegsamkeit bei entsprechender Weichheit zeichnen sich endlich auch die Quadratseile aus. Ihr Hauptvorteil gegenüber den Rundseilen besteht darin, dass sie keinerlei Bestreben zeigen, sich zu drehen, wie das Rundseile unter der freischwebenden Last stets thun. Kabelleile finden bei Hebezeugen wenig Anwendung, da sie bei den meist für sie empfohlenen kleinen Trommelradien schnell verschleissen sollen.

Die Untersuchung der Drahtseile, die in bestimmten Zeiträumen zu wiederholen ist, hat sich auf die ganze Länge des Seiles zu erstrecken, nachdem dies zuvor von Schmutz gereinigt ist. Auch sind die Drahtseile, um starken Verschleiss durch Rost oder Reibung zu verhüten, mindestens alle 6 Wochen mit gekochtem Leinöl oder eingekochtem Talg, dem Graphit zugesetzt ist, einzufetten.

Die Anwendung der Drahtseile, die sich bei Handbetrieb gewöhnlich nur auf mittlere und schwere Lasten, bei Elementarkraftbetrieb aber auf alle Lasten erstreckt, hat gegenüber den Ketten bedeutend zugenommen; selbst der für schwere Lasten jetzt vielfach verwendeten Gall'schen Gelenkkette machen die Drahtseile Konkurrenz. Es hat dies vornehmlich darin seinen Grund, dass Drahtseile das geräuschvolle, unsanfte, oft ruckweise Arbeiten der Ketten, namentlich der rohen geschweissten Gliederketten, vermeiden und dass sie insofern eine grössere Sicherheit bieten, als ein plötzlicher Bruch, wie er bei Ketten infolge Überlastung eintreten kann, bei ihnen ausgeschlossen ist. Auch stellen sich die Drahtseile im Preise niedriger als die Ketten; dagegen ist die Dauer der letzteren unter sonst gleichen Verhältnissen eine grössere. Dem für Drahtseile nachteiligen Umstände, dass der Trommelradius und also auch das Lastmoment bei Ketten, namentlich bei Gall'schen Gelenkketten, kleiner ausfällt, sucht man jetzt dadurch zu begegnen, dass man bei schweren Lasten zwei Seilenden aufwickelt; die dann nur annähernd halb so grosse Belastung eines jeden Seiles gestattet, kleinere Drahtstärken und Trommelradien als bei nur einem einzigen Seil zu nehmen. Das Aufwickeln zweier Seilenden von einer Trommel bietet ausserdem den Vorteil, dass bei loser Lastrolle die Last genau vertikal angezogen wird; durch die Rolle wird allerdings die Last nur halb so schnell gehoben, als wenn dieselbe unmittelbar an den Seilenden hängt.

Bei der Berechnung der Drahtseile ist zu beachten, dass die einzelnen Drähte in den geraden Teilen des

1) Die Herstellung der Quadratseile nach dem Patent von Bek hat die Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vorm. Ferdinand Wolff, in Neckarau-Mannheim übernommen.

Seiles zur Hauptsache auf Zug, in den gekrümmten auf Zug und Biegung beansprucht werden. Ausserdem erleiden die Drähte aber noch eine Drehbeanspruchung infolge ihrer schraubenförmigen Windung bei der Herstellung des Seiles, und auch die Reibung der Drähte aneinander, sowie sonstige Umstände bewirken eine besondere Beanspruchung. Rechnungsmässig verfolgen lassen sich nur die Hauptbeanspruchungen (Zug und Biegung), während den anderen durch Wahl eines Sicherheits-

$$\sigma_z = \frac{S}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}}, \quad \sigma_b = \frac{1}{\alpha} \frac{\delta}{2R},$$

wenn  $\frac{1}{\alpha}$  der Dehnungskoeffizient des Drahtmaterials ist.

Die sonstigen Beanspruchungen der Drähte berücksichtigt v. Bach dadurch, dass er nicht  $\sigma_z + \sigma_b \leq k_z$ , sondern nur

$$\sigma_z + \frac{3}{8} \sigma_b \leq k_z$$

### Runde Kran-Drahtseile

von Th. & W. Smith in Hamburg.

Material: Englischer Tiegelgussstahldraht												Material: Englischer Pflugstahldraht										
Seildurchmesser	Konstruktion A, biegsam				Konstruktion B, besonders biegsam				Konstruktion C, ganz besonders biegsam				Seildurchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Konstruktion D, biegsam		Konstruktion E, besonders biegsam		Konstruktion F, ganz besonders biegsam		
	Gewicht von 1 m Seil	Drahtstärke	Bruchlast	Kleinster Rollen- und Trommelradius	Gewicht von 1 m Seil	Drahtstärke	Bruchlast	Kleinster Rollen- und Trommelradius	Gewicht von 1 m Seil	Drahtstärke	Bruchlast	Kleinster Rollen- und Trommelradius				Drahtstärke	Kleinster Rollen- und Trommelradius	Drahtstärke	Kleinster Rollen- und Trommelradius	Drahtstärke	Kleinster Rollen- und Trommelradius	
mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
8	0,17	0,53	2 130	16	0,23	0,44	2 950	13	0,21	0,38	2 700	10	8	0,24	4 270	0,53	26	0,44	0,29	19	0,38	13
10	0,26	0,66	3 300	25	0,35	0,55	4 620	20	0,33	0,47	4 170	15	9	0,30	5 380	0,60	32	0,50	0,33	24	0,42	16
12	0,38	0,80	4 770	36	0,51	0,66	6 650	29	0,47	0,57	6 000	22	10	0,38	6 600	0,66	40	0,55	0,36	30	0,47	20
14	0,51	0,93	6 500	48	0,69	0,78	9 050	39	0,64	0,66	8 150	29	11	0,45	8 130	0,73	49	0,61	0,40	36	0,52	25
16	0,66	1,06	8 500	63	0,90	0,89	11 900	51	0,83	0,76	10 650	38	12	0,52	9 650	0,80	57	0,66	0,44	44	0,57	29
18	0,83	1,20	10 650	80	1,13	1,00	14 900	64	1,06	0,85	13 450	48	13	0,62	11 900	0,86	68	0,72	0,48	50	0,62	34
20	1,00	1,33	13 200	99	1,39	1,11	18 500	79	1,29	0,95	16 650	60	14	0,72	13 000	0,93	78	0,78	0,52	59	0,66	39
22	1,24	1,46	16 000	119	1,69	1,22	22 350	95	1,57	1,04	20 100	73	15	0,82	15 000	1,00	89	0,83	0,55	68	0,71	45
24	1,49	1,60	19 050	143	2,00	1,33	26 600	114	1,86	1,14	23 900	86	16	0,95	17 000	1,06	103	0,89	0,60	76	0,76	52
26	1,74	1,73	22 350	168	2,36	1,44	31 200	133	2,19	1,23	28 000	100	17	1,07	19 300	1,13	115	0,94	0,62	87	0,80	58
28	2,00	1,86	25 900	194	2,73	1,55	36 000	155	2,53	1,33	32 500	117	18	1,19	21 600	1,20	128	1,00	0,66	97	0,85	64
30	2,31	2,00	29 700	223	3,13	1,66	41 600	178	2,91	1,42	37 600	133	19	1,32	23 900	1,26	143	1,05	0,70	107	0,90	71
32	2,63	2,13	33 780	255	3,58	1,78	47 200	203	3,30	1,52	42 700	153	20	1,47	26 400	1,33	158	1,11	0,74	120	0,95	79
34	2,98	2,26	38 100	285	4,00	1,88	53 300	228	3,72	1,62	48 200	173	21	1,62	29 500	1,40	174	1,16	0,77	132	1,00	87
36	3,33	2,40	42 700	318	4,52	2,00	60 000	255	4,22	1,71	53 900	193	22	1,79	32 000	1,46	190	1,22	0,81	144	1,04	95
38	3,75	2,53	47 750	350	5,00	2,11	66 500	285	4,67	1,81	60 000	214	23	1,94	35 000	1,53	208	1,27	0,84	157	1,09	104
40	4,10	2,66	52 800	393	5,58	2,22	74 100	318	5,21	1,90	66 000	239	24	2,11	38 600	1,60	230	1,33	0,88	171	1,14	114
42	4,52	2,80	58 400	438	6,10	2,32	81 300	350	5,71	2,00	73 100	263	26	2,43	44 700	1,73	268	1,44	0,96	200	1,23	134
44	4,96	2,93	64 000	476	6,70	2,45	89 400	380	6,20	2,11	80 300	285	28	2,86	51 800	1,86	313	1,55	1,03	233	1,33	157
46	5,46	3,06	70 100	520	7,32	2,55	97 500	420	6,82	2,22	88 400	313	30	3,28	60 000	2,00	355	1,66	1,10	268	1,42	175
48	5,96	3,20	76 200	573	8,00	2,66	106 700	458	7,44	2,33	95 500	343	32	3,72	68 100	2,13	408	1,78	1,18	305	1,52	204
													34	4,22	76 200	2,26	458	1,88	1,25	343	1,62	230
													36	4,72	86 300	2,40	515	2,00	1,33	388	1,71	258
													38	5,21	95 500	2,53	573	2,11	1,40	433	1,81	287
													40	5,83	106 700	2,66	635	2,22	1,48	443	1,90	318
													42	6,45	116 800	2,80	700	2,33	1,54	525	2,00	350
													44	7,07	127 500	2,93	763	2,44	1,63	575	2,11	383
													46	7,69	139 000	3,08	838	2,55	1,79	630	2,22	420
													48	8,44	152 000	3,20	915	2,66	1,87	688	2,33	458

Die Zugfestigkeit des verwendeten Tiegelgussstahles beträgt  $K_z = \text{ca. } 13\,500$ , die des Pflugstahles  $K_z = 18\,000 \text{ kg/qm}$ .

Die Seile enthalten

- bei der Konstruktion A: 6 Litzen zu je 12 Drähten, 7 Hanfseelen,
- bei der Konstruktion B: 6 Litzen zu je 24 Drähten, 7 Hanfseelen,
- bei der Konstruktion C: 6 Litzen zu je 31 Drähten, 7 Hanfseelen,
- bei der Konstruktion D: 6 Litzen zu je 19 Drähten, 1 Hanfseele,
- bei der Konstruktion E: 6 Litzen zu je 31 (davon 7 schwächere) Drähten, 1 Hanfseele,
- bei der Konstruktion F: 6 Litzen zu je 37 Drähten, 1 Hanfseele.

Die Seile der Konstruktion D, E und F haben bei demselben Durchmesser gleiches Gewicht und gleiche Bruchlast.

koeffizienten zu genügen ist. Bezeichnet

S die grösste Zugkraft bezw. zulässige Belastung des Seiles,

i die Zahl der Drähte,

$\delta$  die Drahtstärke,

R den Rollen- oder Trommelradius (bis Mitte Seil) in cm,

so kommt auf jeden Draht, gleichmässige Verteilung von

S auf alle Drähte vorausgesetzt, eine grösste Zugkraft  $\frac{S}{i}$ ,

und es erleidet jeder von ihnen nach v. Bach<sup>1)</sup> eine Zug- bezw. Biegungsspannung

setzt, unter  $k_z$  die zulässige Zugspannung des Drahtmaterials verstanden. Mit den vorstehenden Werten von

$\sigma_z$  und  $\sigma_b$  und mit  $\frac{1}{\alpha} = \sim 2150\,000$  ergibt sich aus

dieser Bedingung

$$\frac{S}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} + 400\,000 \frac{\delta}{R} \leq k_z \quad \dots \quad 68$$

mit  $k_z$  bis zu 2000 kg/qcm bei Menschenförderung,

$k_z$  bis zu 3000 kg/qcm bei Hebung toter Lasten

für Seile aus Gussstahldraht unter Voraussetzung zweckmässiger Seilkonstruktion und vorzüglichen, insbesondere ausreichend zähen Materials.

1) S. „v. Bach, Die Maschinen-Elemente“, 7. Auflage, S. 504, Verlag von Arnold Bergsträsser, Stuttgart.

## Runde Aufzug-Drahtseile von Felten & Guilleaume in Mülheim a/Rhein.

Grössere Trommelradien.

Material: Gussstahldraht

Drahtzahl	Rollen- und Trommelradius 250, Drahtstärke 1 mm			Rollen- und Trommelradius 275 bis 300, Drahtstärke 1,1 mm			Rollen- und Trommelradius 325 bis 350, Drahtstärke 1,2 mm			Rollen- und Trommelradius 375 bis 400, Drahtstärke 1,3 mm			Rollen- und Trommelradius 450 bis 500, Drahtstärke 1,4 mm			Rollen- und Trommelradius 500 bis 625, Drahtstärke 1,5 mm			Rollen- und Trommelradius 625 bis 750, Drahtstärke 1,6 mm		
	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast
	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.
42	9	0,32	3 990	10	0,38	4 970	11	0,45	5 710	12	0,52	6 720	13	0,62	7 770	14	0,71	8 900	15	0,81	10 120
49	10	0,37	4 665	11	0,44	5 590	13	0,53	6 660	14	0,62	7 840	15	0,72	9 060	16	0,83	10 390	17	0,94	11 810
72	12	0,54	6 840	13	0,65	8 210	15	0,78	9 790	16	0,91	11 520	17	1,06	13 320	19	1,22	15 260	20	1,38	17 350
84	13	0,63	7 980	14	0,76	9 580	16	0,91	11 420	17	1,07	13 440	19	1,23	15 540	20	1,42	17 810	21	1,61	20 245
96	15	0,72	9 120	16	0,87	10 940	18	1,04	13 050	19	1,22	15 360	21	1,41	17 760	22	1,62	20 350	23	1,84	23 140
114	16	0,86	10 830	17	1,03	13 000	19	1,13	15 500	20	1,45	18 240	22	1,68	21 090	23	1,92	24 170	25	2,19	27 470

Kleinere Trommelradien.

Material: Gussstahldraht.

Drahtzahl	Rollen- und Trommelradius 125, Drahtstärke 0,5 mm			Rollen- und Trommelradius 125 bis 150, Drahtstärke 0,6 mm			Rollen- und Trommelradius 150 bis 175, Drahtstärke 0,7 mm			Rollen- und Trommelradius 175 bis 200, Drahtstärke 0,8 mm			Rollen- und Trommelradius 200 bis 225, Drahtstärke 0,9 mm			Rollen- und Trommelradius 225 bis 250, Drahtstärke 1,0 mm			Rollen- und Trommelradius 250 bis 300, Drahtstärke 1,2 mm		
	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast	Seil-durchmesser	Gewicht von 1 m Seil	Bruchlast
	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.	mm	kg ca.	kg ca.
42	9	0,18	2 300	10	0,25	3 260	13	0,34	4 410	14	0,44	5 760	16	0,56	7 390	18	0,70	9 120	20	1,00	13 050
49	10	0,23	2 880	12	0,32	4 080	15	0,44	5 520	16	0,58	7 200	18	0,73	9 240	20	0,90	11 400	24	1,25	16 320
72	11	0,27	3 460	13	0,39	4 900	16	0,53	6 620	17,5	0,69	8 640	19	0,87	11 090	22	1,08	13 680	27	1,50	19 580
84	12	0,32	4 030	14,5	0,45	5 710	17	0,62	7 730	19	0,81	10 080	21	1,02	12 930	24	1,26	15 960	29	1,75	22 840
96	13	0,39	5 040	16	0,58	7 140	18	0,77	9 660	20,5	1,01	12 600	23	1,28	16 170	26	1,58	19 950	31	2,18	28 560
114	14	0,48	6 050	17,5	0,68	8 570	20	0,93	11 590	22	1,21	15 120	25	1,53	19 400	28	1,89	23 940	35	2,62	34 270

Die Bruchbelastung des verwendeten Tiegelgussstahles ist  $K_z = \text{ca. } 12\,000 \text{ kg/qcm}$ .

Die in der Tabelle angegebenen Werte für die Bruchlast der Seile bezieht sich auf unverzinkten Gussstahldraht; für verzinkten ist die Bruchlast ca. 10 bis 15 Prozent geringer.

### Quadrat-Drahtseile für Aufzüge, Krane etc.

nach Patent Bek

der Aktien-Gesellschaft für Seilindustrie, vorm. Ferdinand Wolff, in Neckarau-Mannheim.

Konstruktion: 8 Litzen zu je 19 Drähten.						Konstruktion: 8 Litzen zu je 27 Drähten.						Konstruktion: 8 Litzen zu je 37 Drähten.						Konstruktion: Kabelschlag.						
Seil-durchmesser	Drahtstärke	Bruchlast		Gewicht von 1 m Seil	Kleinsten Rollen- und Trommelradius	Seil-durchmesser	Drahtstärke	Bruchlast		Gewicht von 1 m Seil	Kleinsten Rollen- und Trommelradius	Seil-durchmesser	Drahtstärke	Bruchlast		Gewicht von 1 m Seil	Kleinsten Rollen- und Trommelradius	Seil-durchmesser	Drahtstärke	Drahtzahl	Bruchlast		Gewicht von 1 m Seil	Kleinsten Rollen- und Trommelradius
		Gussstahl	Pflugstahl					Gussstahl	Pflugstahl					Gussstahl	Pflugstahl						Gussstahl	Pflugstahl		
mm	mm	kg ca.	kg ca.	kg ca.	mm	mm	kg ca.	kg ca.	kg ca.	mm	mm	kg ca.	kg ca.	kg ca.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg ca.	kg ca.	kg ca.	mm
12	0,70	6 400	9 300	0,55	175	12,5	0,6	6 600	9 500	0,55	150	12	0,50	6 500	9 500	0,53	125	16	0,50	392	8 700	12 800	0,70	125
14	0,80	8 500	12 500	0,70	200	15	0,7	9 000	13 000	0,75	175	13,5	0,55	7 800	11 500	0,65	140	17,5	0,55	392	10 300	15 000	0,85	140
16	0,90	11 000	16 000	0,90	225	17	0,8	12 000	17 500	1,00	200	15	0,60	9 500	14 000	0,80	150	19	0,60	392	12 000	17 500	1,05	150
18	1,00	14 000	20 500	1,10	250	19	0,9	15 300	22 000	1,25	225	17	0,70	13 000	19 000	1,10	175	22	0,70	392	16 300	24 000	1,40	175
20	1,15	17 000	25 000	1,45	275	21	1,0	19 000	27 500	1,55	250	20	0,80	17 000	25 000	1,40	200	25	0,80	392	21 600	32 000	1,80	200
22	1,25	20 500	30 500	1,65	300	23	1,1	22 700	33 000	1,90	275	22	0,90	22 000	32 500	1,80	225	28,5	0,90	392	27 500	40 500	2,30	250
24	1,35	24 000	35 500	1,95	325	25	1,2	27 000	39 000	2,25	300	24	1,00	27 000	40 000	2,20	250	30	0,70	672	28 000	41 700	2,40	200
26	1,50	30 000	44 500	2,45	375	28	1,3	31 700	45 500	2,60	325	27	1,10	33 000	48 000	2,65	275	32	0,60	1 064	32 500	48 000	2,75	175
28	1,60	34 000	51 000	2,80	400	30	1,4	36 700	53 000	3,05	350	30	1,20	39 000	57 000	3,10	300	34	0,80	672	37 000	55 000	3,10	225
30	1,70	38 500	57 000	3,20	425	32	1,5	42 200	61 800	3,50	375	32	1,30	44 000	65 000	3,60	235	37	0,70	1 064	44 200	65 500	3,75	225
—	—	—	—	—	—	34	1,6	48 000	69 000	4,00	400	34	1,40	50 500	74 500	4,25	350	42	0,80	1 064	58 000	86 000	4,90	250

Die Zugfestigkeit des verwendeten Tiegelgussstahles ist  $K_z = \text{ca. } 13\,500$ , die des Pflugstahles  $K_z = \text{ca. } 18\,000 \text{ kg/qcm}$ .

Die Gl. 68 kann, wenn  $k_z$ ,  $\delta$ , sowie das Verhältnis  $\frac{\delta}{R}$  (siehe später) gewählt werden, zur Berechnung der erforderlichen Drahtzahl  $i$  dienen; der Seildurchmesser folgt dann aus den Tabellen auf S. 46 u. 47, an welche man sich auch bezüglich  $\delta$  und  $i$  zu halten hat. Einfacher gestaltet sich aber die Berechnung eines Drahtseiles, wenn man mit Hilfe der nachstehenden Sicherheitskoeffizienten  $m$  die Bruchlast  $mS$  bestimmt und dann für letztere den Tabellen auf S. 46 u. 47 die Verhältnisse des Seiles entnimmt. Aus Gl. 68 folgt nämlich

$$\sigma_z = \frac{S}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} \leq k_z = 400000 \frac{\delta}{R}$$

und mit

$$m = \frac{K_z}{\sigma_z},$$

unter  $K_z$  die Zugfestigkeit des Drahtmaterials verstanden, auch die Bruchlast  $mS$ . Die nachstehende Tabelle giebt hiernach Werte von  $m$  für  $k_z = 2000$  bzw.  $3000$  kg/qcm bei den angeführten Werten von  $K_z$  und  $\frac{\delta}{R}$ .

Werte des Koeffizienten  $m$   
für die Bruchlast  $mS$  der Drahtseile.

	$\frac{\delta}{R} = 250$	$\frac{\delta}{R} = 300$	$\frac{\delta}{R} = 350$	$\frac{\delta}{R} = 400$	$\frac{\delta}{R} = 450$	$\frac{\delta}{R} = 500$
$K_z = 12000$ lebende Lasten	$m = 30$	$m = 18$	$m = 14$	$m = 12$	$m = 11$	$m = 10$
$K_z = 12000$ tote Lasten	$m = 8,6$	$m = 7,2$	$m = 6,5$	$m = 6$	$m = 5,7$	$m = 5,5$
$K_z = 13500$ tote Lasten	$m = 9,7$	$m = 8,1$	$m = 7,3$	$m = 6,75$	$m = 6,4$	$m = 6,1$
$K_z = 18000$ tote Lasten	$m = 12,9$	$m = 10,8$	$m = 9,6$	$m = 9$	$m = 8,6$	$m = 8,2$

In besonders ungünstigen Fällen ist  $k_z$  entsprechend niedriger als  $2000$  bzw.  $3000$  kg/qcm zu halten,  $m$  also höher als in der Tabelle zu wählen. Namentlich gilt dies für Drahtseile solcher Hebezeuge, die sehr flott betrieben werden, bei denen Stösse und ruckweise Hemmungen nicht zu vermeiden sind oder, was möglichst zu umgehen ist, das Seil abwechselnd nach der einen und nach der anderen Richtung umgebogen wird.

Der Radius der Drahtseilrollen und -trommeln (bis Mitte Seil) ist von der Drahtstärke  $\delta$  abhängig zu machen. Man wird gut thun, stets

$$R \geq 250 \delta \dots \dots \dots 69$$

zu nehmen, auch wenn die vorstehenden Tabellen geringere Werte als zulässig angeben. Besonders ungünstige Umstände, wie z. B. flotter Betrieb oder die wenn möglich stets zu vermeidende Ablenkung des Seiles nach entgegengesetzten Seiten, bedingen natürlich entsprechend grössere Radien mit Rücksicht auf den sonst sehr starken Verschleiss des Seiles.

Leitrollen für Drahtseile zeigen Fig. 12 bis 14, Taf. 1. Die Umfangsnut wird glatt ausgedreht, die Ränder sind hoch. Im Grunde muss die Nut genau mit dem Seildurchmesser übereinstimmen, und nur in der Seilmitte wird die Nut oft um ca.  $\frac{1}{2}$  mm grösser als das Seil gehalten.

Bezüglich der Nabe und Arme der Rollen gilt wieder das bezüglich dieser Teile bei den Kettenrollen in § 20 Gesagte.

Trommeln für Drahtseile werden, wenn das Seil auf ihnen befestigt wird, cylindrisch gestaltet und im Umfange entweder glatt nach Fig. 19<sup>1)</sup>, Taf. 1 gehalten oder mit schraubenförmig verlaufenden Nuten nach Fig. 15 bis 18, Taf. 1 versehen. Die Steigung der Nuten ist um 2 bis 5 mm grösser als der Seildurchmesser. Zur Schonung des Seiles wird der Umfang der Drahtseiltrommeln bisweilen auch aus Holz nach Fig. 7, Taf. 1 hergestellt. Fig. 16 bis 18, Taf. 1 zeigen Doppeltrommeln für Drahtseile. Die beiden Seile werden bei ihnen in der Mitte oder an den Enden der Trommel befestigt und legen sich von hier aus beim Aufwickeln in die mit entgegengesetzter Steigung eingedrehten Nuten der Trommelhälften. Die Länge der Drahtseiltrommeln ist mit Rücksicht auf die Seilbefestigung stets so gross zu nehmen, dass bei völlig gesenkter Last noch einige Seilwindungen auf der Trommel sind, es sei denn, dass das Seil durch eine entsprechende Zahl von Windungen auf der Nabe der Trommel befestigt ist (s. Fig. 19, Taf. 1).

Reibungstrommeln, auf denen das Seil durch einige Umschlingungen gehalten wird, werden aus dem schon bei den Hanfseilen angeführten Grunde (s. S. 44) konoidisch gestaltet. Fig. 10 u. 11, Taf. 1 zeigen die Ausführung solcher Trommeln bei horizontaler bzw. vertikaler Lage.

Bezüglich der Verbindung der Drahtseiltrommeln mit ihrer Welle gilt das bei den Kettentrommeln (s. § 20) hierüber Gesagte.

Zur Befestigung der Drahtseile an Haken und Fahrstühlen oder an Gestellteilen bei Rollen- und Flaschenzügen dienen sogenannte Gehänge, die sehr verschiedene Ausführungen aufweisen. Fig. 20 bis 24, Taf. 1 zeigen die bekanntesten derselben. In Fig. 24 ist das Seil um eine Blehschaukel gelegt, die in Fig. 23 noch eine Holzscheibe umschliesst; die Drähte des zurückgebogenen Seilendes verlaufen entweder auf ca. 1 m in dem eigentlichen Seile, und der gebildete Seilbund wird mit Draht umwickelt, oder das umgebogene Seilende wird mit dem Seil durch Klemmen und Schrauben verbunden. In den stählernen Gehängen der Maschinenfabrik Rhein & Lahn in Oberlahnstein (Fig. 20 u. 21) wird das Seil vermittelt eines an der Umlagfläche ausgerundeten Keiles fest in das entsprechend ausgebildete Gehäuse gezogen. Bei der Fahrstuhlbefestigung in Fig. 22 werden die Drähte des aufgelösten Seilendes umgebogen, und der entstehende Zwischenraum wird mit einer Zinn-Blei-Legierung ausgegossen.

Auf cylindrischen Trommeln befestigt man die Drahtseile, indem man sie durch eine mit Rücksicht auf die Schonung des Seiles passend ausgebildete Öffnung im Trommelumfange zieht und dann um die Nabe der Trommel, die Welle oder irgend einen anderen Teil schlingt (Fig. 19, Taf. 1). Die Befestigung in Fig. 26,

1) Fig. 19, Taf. 1 nach der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 257.

Taf. 1 entspricht derjenigen in Fig. 20. Die Düsseldorf-Kranbaugesellschaft C. W. Liebe legt nach Fig. 15 u. 15a das Seilende durch 4 Druckschrauben in zwei Höhlungen an den Enden der Trommel fest. Stets ist bei der vorliegenden Befestigung darauf Rücksicht zu nehmen, dass eine Verkürzung des Seiles, wie sie sich namentlich im Anfang durch das Strecken neuer Seile notwendig macht, bequem ausgeführt werden kann.

Beispiele für die Berechnung der Drahtseile befinden sich in den späteren Abschnitten.

§ 20.

**Die Ketten, deren Rollen und Trommeln.**

Ebenso wie die Drahtseile finden Ketten als Lastorgane sowohl bei Hand- als auch Elementarbetrieb Verwendung. Infolge der nachteiligen Eigenschaften aber, welche die Ketten, wie auf S. 45 hervorgehoben, gegenüber den Drahtseilen besitzen, beschränkt sich ihre

gestellt, deren Enden beim Aneinanderreihen der Glieder zusammengeschweisst werden, diese bestehen aus Flach-eisenlaschen, die gelenkartig miteinander verbunden sind.

**a) Geschweisste Gliederketten.**

Das Material derselben ist nach „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“<sup>1)</sup> zähes, weiches Rundeisen von  $K_z = 3500$  bis  $3600$  kg/qcm Zugfestigkeit und 12 bis 20 Prozent Dehnung (bei Rundstäben von 200 mm ZerreiSSLänge).

Die Ausführung geschieht in dreifacher Form, nämlich als offene kurzgliedrige, als offene langgliedrige und als Stegkette. Die Fig. 45 bis 47 des Textes zeigen diese Formen und geben die Verhältnisse an, in denen sie mit geringen Abweichungen nach oben oder unten von den meisten Fabriken ausgeführt werden. Zu Hebezeugen benutzt man jetzt fast ausschliesslich die offenen kurzgliedrigen Ketten. Sie sind zwar teurer

Fig. 45.

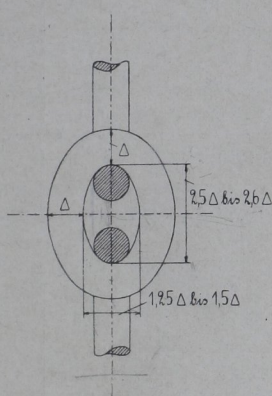


Fig. 46.

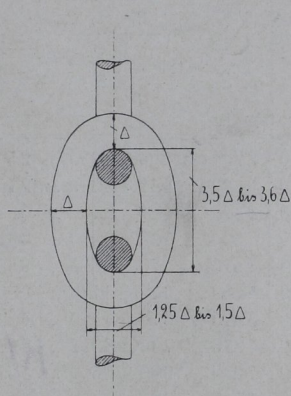


Fig. 47.

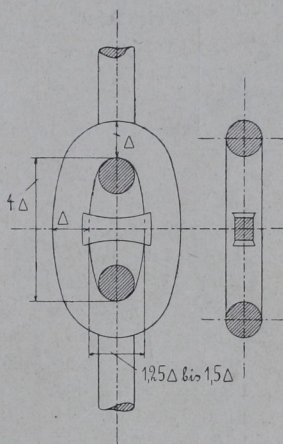
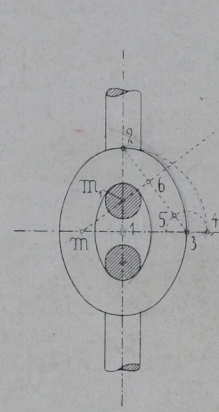


Fig. 48.



Anwendung jetzt auf solche Fälle, in denen es mehr auf Verringerung des Lastarmes und Lastmomentes, sowie auf längere Dauer des Lastorganes als auf sanftes Arbeiten und geringen Preis desselben ankommt. Die Verringerung des Lastarmes kann am weitesten durch Benutzung von Winderollen mit geringer Zähnezahlnzahl getrieben werden, und infolge dieses Umstandes behaupten namentlich für schwere Lasten die Gelenkketten, bei denen zugleich durch Bearbeitung der Ketten und Rollen die Abnützung und Reibung gering, sowie die Bewegung genügend sanft gehalten wird, gegenüber den Drahtseilen das Feld, zumal die bei jenen erforderlichen kleineren Übersetzungen und Zahndrucke in vielen Fällen einen günstigeren Gesamtwirkungsgrad als bei Drahtseilen ergeben. Die Anwendung der unbearbeiteten Gliederketten (s. weiter unten) dagegen bleibt wegen ihrer unsanften, geräuschvollen Arbeitsweise immer mehr auf Hebezeuge mit nur mässiger Geschwindigkeit beschränkt.

Nach der Form der einzelnen Glieder und der Art, in welcher dieselben untereinander verbunden sind, unterscheidet man geschweisste Gliederketten und Gelenkketten; jene werden aus Rundeisenstäben her-

als die langgliedrigen, aber auch biegsamer als diese infolge ihrer kürzeren Glieder; zudem erleiden sie eine geringere Biegungsbeanspruchung beim Auflegen auf Rollen oder Trommeln, deren Radius deshalb entsprechend kleiner gewählt werden kann. Stegketten, die ausschliesslich zu Ankerketten verwendet werden, verwickeln sich wegen des eingesetzten Steges nicht so leicht als die Ketten mit offenen Gliedern und besitzen eine grössere Festigkeit als diese. Kalibrierte Ketten sind solche, deren innere Baulänge bei allen Gliedern durch Messen mit der Schablone und eventuelles Nacharbeiten genau gleich hergestellt wird.

Für die Konstruktion der Kettenglieder giebt Grashof die folgende Regel. Man macht nach Fig. 48 des Textes 1—2 gleich der halben Länge, 1—3 gleich der halben Breite der Glieder und 3—5 gleich 3—4, das ist die Differenz zwischen 1—2 und 1—3. Errichtet man dann in der Mitte 6 von 2—5 eine Senkrechte, so schneidet diese die Achsen des Kettengliedes in den Mittelpunkten m und m<sub>1</sub> für die Kreisbögen des letzteren.

Bei der Untersuchung<sup>2)</sup> der Ketten, die bei schwachem Betriebe alle 2 Jahre, bei starkem Betriebe

1) Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin.

2) Siehe die Anmerkung auf S. 43.

jährlich vorzunehmen ist, sind die einzelnen Glieder nach dem Abbrennen des Schmutzes an den Schweissstellen und auf Abnutzung zu untersuchen. Alle 3 bis 4 bzw. 1 bis 2 Jahre (je nach der angegebenen Art des Betriebes) sind die Ketten ferner bis auf Dunkelrotglut zu erwärmen, dann durch Bedecken mit Asche möglichst langsam abzukühlen und nun daraufhin zu untersuchen, dass keine offenen Schweissnähte oder oxydierte Schweissflächen vorhanden sind. Nach jeder Untersuchung sind die Ketten mit Öl einzureiben.

Die Berechnung der Ketten erfolgt nach der Zugfestigkeit, wobei der weiteren Beanspruchung der Glieder auf Biegung und Abscheren durch Wahl einer entsprechend kleinen zulässigen Spannung zu genügen ist. Bezeichnet

Betrieb sehr lebhaft ist, oder Stösse, plötzliche Hemmungen u. s. w. auftreten.

Den Radius der Leitrollen und Trommeln für geschweisste Ketten findet man in der Praxis

$$R \geq 6\Delta \dots \dots \dots 71a$$

Er ist aber, wenn möglich, stets

$$R = 7\Delta \text{ bis } 10\Delta \dots \dots \dots 71b$$

je nach der Art des Betriebes zu nehmen. Bei Windrollen ist der Radius aus Gl. 72 oder 73 auf S. 51 in jedem Falle besonders zu berechnen.

Leitrollen zeigen Fig. 1 bis 4, Taf. 2. Ihr Kranz wird meistens nach Fig. 1 ausgebildet; die horizontal liegenden Glieder erleiden hier aber, da sie in der Längs-

### Kurzgliedrige Ketten

der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft,  
vorm. Bechem und Keetmann.

### Kalibrierte Ketten

von  
Georg Kieffer,  
Köln a/Rhein.

Ketten- eisen- stärke	Bruch- last	Zulässige Belastung bei		Gewicht von 1 m Kette	Ketten- eisen- stärke	Bruch- last	Zulässige Belastung bei		Gewicht von 1 m Kette	Ketten- eisen- stärke	Höchste zulässige Belastung
		Handbetrieb	Elementar- kraftbetrieb				Handbetrieb	Elementar- kraftbetrieb			
mm	kg ca.	kg	kg	kg ca.	mm	kg ca.	kg	kg	kg ca.	mm	kg
5	1 120	200 bis 250	125 bis 150	0,56	20	18 000	3 200 bis 4 000	2 000 bis 2 500	9,00	4,5	125
6	1 620	290 „ 360	180 „ 225	0,81	21	19 840	3 530 „ 4 410	2 200 „ 2 750	9,92	5	155
7	2 200	400 „ 490	250 „ 300	1,10	22	21 780	3 870 „ 4 840	2 420 „ 3 025	10,89	6	225
8	2 880	510 „ 640	320 „ 425	1,44	23	23 800	4 230 „ 5 290	2 650 „ 3 310	11,90	7	300
9	3 640	650 „ 810	400 „ 500	1,82	24	25 920	4 610 „ 5 760	2 880 „ 3 600	12,96	8	400
10	4 500	800 „ 1 000	500 „ 625	2,25	25	28 120	5 000 „ 6 250	3 125 „ 3 900	14,06	9	500
11	5 440	970 „ 1 210	600 „ 750	2,72	26	30 420	5 410 „ 6 760	3 380 „ 4 225	15,21	9,5	565
12	6 480	1 150 „ 1 440	720 „ 900	3,24	28	35 280	6 270 „ 7 840	3 920 „ 4 900	17,64	11	750
13	7 600	1 350 „ 1 690	850 „ 1 050	3,80	30	40 500	7 200 „ 9 000	4 500 „ 5 625	20,25	13	1 050
14	8 820	1 570 „ 1 960	980 „ 1 225	4,41	33	49 000	8 710 „ 10 890	5 450 „ 6 810	24,50	14,5	1 300
15	10 140	1 800 „ 2 250	1 125 „ 1 400	5,06	36	58 320	10 370 „ 12 960	6 480 „ 8 100	29,16	16	1 600
16	11 520	2 050 „ 2 560	1 280 „ 1 600	5,76	39	68 440	12 170 „ 15 210	7 600 „ 9 500	34,22	18	2 000
17	13 000	2 310 „ 2 890	1 450 „ 1 800	6,50	43	83 200	14 790 „ 18 490	9 250 „ 11 560	41,60	20	2 500
18	14 580	2 600 „ 3 240	1 620 „ 2 025	7,29	46	95 220	16 930 „ 21 160	10 580 „ 13 230	47,61	25	3 900
19	16 240	2 900 „ 3 610	1 800 „ 2 250	8,12	49	108 040	19 210 „ 24 010	12 000 „ 15 000	54,02	30	5 600

S die grösste Zugkraft bzw. zulässige Belastung der Kette,

Δ deren Eisenstärke,

so ist nach der Zugfestigkeit zu setzen

$$\Delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{S}{2k_z} \dots \dots \dots 70$$

mit

$k_z = 500$  bis  $650$  kg/qcm für Handbetrieb,

$k_z = 325$  bis  $400$  kg/qcm für Elementarkraftbetrieb und kalibrierte Ketten.

Mit den angeführten Grenzwerten von  $k_z$  stimmen auch die in der vorstehenden Tabelle angegebenen zulässigen Belastungen angenähert überein. Man wird die kleineren Werte von  $k_z$  und der zulässigen Belastungen zu wählen haben, wenn die Verhältnisse, unter denen die Kette arbeitet, besonders ungünstige sind, also z. B. dann, wenn die Kette häufig durch die Maximallast angestrengt wird, wenn die Rollen- und Trommehadien klein sind, der

mitte aufliegen, eine ziemliche Biegebungsbeanspruchung durch die schräg angreifenden Nachbarglieder. Um diese Beanspruchung zu verringern, muss man suchen, den Stützpunkt der horizontalen Glieder von ihrer Mitte mehr nach den Enden hin zu verlegen. Erreicht wird dies durch die Kranzform in Fig. 2. In Fig. 3 u. 4 legen sich die Glieder unter  $45^\circ$  auf die Rolle, in welcher Lage sie der Durchbiegung besser widerstehen als bei der gewöhnlichen Auflage. Der Steg in der Mitte der Nut in Fig. 3 bezweckt ein sicheres Einlegen der Glieder in die beabsichtigte schräge Stellung. Lässt man den Steg fort und bildet die Nut nach Fig. 4 vollständig halbrund im Grunde aus, so kann die Rolle auch für Seile benutzt werden. Hohe Ränder brauchen die Kettenrollen nur dann zu erhalten, wenn ein Abschlagen der Kette von der Rolle zu befürchten ist.

Bezüglich der Arme der Kettenrollen (auch der Seilrollen) ist zu bemerken, dass ovale oder runde Arme nach Fig. 2, Taf. 1 nur bei kleinen, Arme von + förmigem Quer-



schnitt nach Fig. 12, Taf. 1 nur bei grossen Rollen für gewöhnlich vorkommen. Meist verbindet man den Kranz mit der Nabe durch eine volle oder mit Aussparungen versebene Scheibe (Fig. 1 u. 2, Taf. 2), der oft auch noch radiale Verstärkungsrippen zu beiden Seiten aufgegossen werden. Die eigentlichen Arme nehmen vom Kranze nach der Nabe hin in der Höhe zu. Über Dimensionen und Zahl der Arme siehe die Angaben auf Taf. 1 und 2.

Die Nabe der Rollen wird entweder auf ihrem Bolzen durch Keil gehalten, und dann ist der Bolzen in zwei Augenlagern drehbar, oder die Nabe sitzt lose auf ihrem Bolzen, und dann ist der Bolzen in zwei Augen befestigt. Im letzteren Falle bekommt die Rollennabe Schmierloch und — soweit herstellbar — auch Schmiernute (wenn diese nicht im Bolzen ist), oder es wird, was namentlich bei grossen Rollen der Fall ist, der Nabe bezw. den Enden des Bolzens eine Staufferbuchse eingeschraubt. Häufig versieht man die Rollennabe auch mit einer Rotgussbuchse. Für schwierig zugängliche Rollen, die keine sorgfältige und regelmässige Schmierung erhalten können, sind die Rollen mit Selbstschmierung von Macfarlane & Reid (Marine Engineer, Jahrgang 1892, S. 116) zu empfehlen, wie sie Fig. 3, Taf. 1 zeigt. Eine Speiche, welche erweitert und hohl gegossen ist, dient als Ölbehälter, und das Öl umgiebt die eingesetzte Rotgussbuchse in dem ringförmigen Raume der ausgesparten Nabe. Die Buchse hat eine Anzahl Längsnuten, die mit Leder ausgefüllt sind, sowie einige radial gebohrte Löcher, durch welche das Öl zu den Nuten geht und somit das Leder tränkt. Die Buchse ist ferner aussen etwas konisch gehalten und fest in die Nabe eingepresst, damit das Öl nur durch die mit Leder gefüllten Nuten entweichen kann. Der Ölverbrauch soll so gering sein, dass die Ölkammer bei starkem Gebrauch nur zweimal im Jahre gefüllt zu werden braucht.

Kettentrommeln zeigen die Fig. 6 bis 11, Taf. 2. Bei kleinen Radien und weniger wichtigen Hebezeugen wird der Umfang glatt wie bei den Hanfseiltrommeln gemacht. Sonst versieht man den Umfang stets mit eingegossenen, schraubenförmig verlaufenden Nuten. Über das Profil derselben gilt das bei den Kettenrollen Gesagte. Bei schräg sich aufliegenden Gliedern (Fig. 9. u. 10) fällt bei gleicher Anzahl der Umwickelungen und bei demselben Radius die Trommellänge kleiner als bei abwechselnd sich horizontal und vertikal aufliegenden Gliedern aus. In jedem Falle muss die Trommel aber so lang bemessen werden, dass bei vollständig gesenkter Last noch einige Windungen auf ihr verbleiben. Ein mehrmaliges Umwickeln der Trommeln in übereinander liegenden Windungen ist, wenn möglich, zu vermeiden.

Über die Befestigung der Kettentrommeln (auch der Seiltrommeln) auf ihren Wellen ist zu bemerken, dass dies, wenn andere Teile auf der Welle nicht daran hindern und ein späteres Abbringen der Trommel in bequemer Weise möglich sein soll, am einfachsten nach Fig. 6 und 7, Taf. 1 geschieht. Hier ist die eine Nabe der Trommel durch eine Feder, die andere durch einen Keil auf ihrer Welle befestigt. Zum Eintreiben zweier Keile von entgegengesetzten Seiten nach Fig. 15, Taf. 1 ist meistens nicht der genügende Platz auf der Trommelwelle vorhanden. v. Bach<sup>1)</sup> empfiehlt nach Fig. 7, Taf. 2 zwei Keile, die in die Welle eingelassen und nötigenfalls auf ihr durch Schrauben gehalten werden, von denen aber der rechtsseitige um etwa 1 mm niedriger als die kleinste Nutentiefe des linksseitigen ist. Dadurch

1) S. die Anmerkung auf S. 46.

wird es möglich, die Welle von links nach rechts in die Trommel zu schieben und aufzukeilen.

Vielfach findet man die Trommel mit dem neben ihr sitzenden Antriebsrade verkuppelt, um die Torsionsbeanspruchung von der Welle fern zu halten und die Kraft vom Zahnrade direkt auf die Trommel zu übertragen. Zu diesem Zwecke ist entweder der eine Flansch der Trommel nach Fig. 16, Taf. 1 mit den Armen des Zahnrades durch Schrauben verbunden, die durch eingelegte Dübel (Fig. 6, Taf. 2) von der Scherbeanspruchung entlastet werden können, oder es wird das Zahnrad nach Fig. 7, Taf. 2 auf die verlängerte, aussen abgedrehte Nabe der Trommel gekeilt.

Winderollen für geschweisste Ketten werden, um ein Gleiten der Kette zu verhüten, mit Stegen versehen und als Stegrollen oder Kettennuss (bei geringer Stegzahl) bezeichnet. Die Kette wird beim Drehen dieser Rollen von den Stegen erfasst und weiter gezogen. Der Vorteil solcher Winderollen gegenüber den Trommeln liegt neben der geringen Breite bei unbegrenzter Kettenlänge hauptsächlich in der wesentlichen Beschränkung des Lastarmes bei den üblichen kleinen Stegzahlen, sowie in der stets geraden Zuführung der Kette. Ihre Nachteile sind der grosse Reibungswiderstand, den namentlich Kettennüsse verursachen, und der starke Verschleiss, den diese und die Ketten erleiden.

Der Radius R (Fig. 15, Taf. 2) einer Winderolle berechnet sich zu

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{z}} \sqrt{2(l^2 + \Delta^2) + 2(l^2 - \Delta^2) \cos \frac{180}{z}} \cdot \frac{72}{z}$$

wenn

- l die innere Baulänge,
- Δ die Eisenstärke der Glieder,
- z die Stegzahl

ist. Nach dieser Gleichung sind die Werte der nachstehenden Tabelle bestimmt, aus der sich der Radius für die üblichen Baulängen  $l = 2,5\Delta$  bzw.  $2,6\Delta$  direkt entnehmen lässt.

200 Werte von R nach Gl. 72.

z	$l = 2,5 \Delta$ R	$l = 2,6 \Delta$ R	z	$l = 2,5 \Delta$ R	$l = 2,6 \Delta$ R
3	1,0263 1	1,0244 1	7	2,2562 1	2,2554 1
4	1,3243 1	1,3230 1	8	2,5710 1	2,5704 1
5	1,6316 1	1,6305 1	9	2,8865 1	2,8856 1
6	1,9429 1	1,9420 1	10	3,2026 1	3,2022 1

Bei Rollen mit mehr als 10 Stegen (Fig. 5, Taf. 2) ist der Einfluss von Δ in Gl. 72 so gering, dass es genügt, den Radius R aus der einfacheren Beziehung

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{90}{z}} \cdot \dots \cdot 73$$

zu bestimmen; nach dieser Gleichung ist die folgende Tabelle berechnet, deren Werte zur leichteren Bestimmung von R benutzt werden können.

z	R	z	R	z	R
11	3,5133 1	19	6,0550 1	27	8,5992 1
12	3,8306 1	20	6,3730 1	28	8,9172 1
13	4,1480 1	21	6,6908 1	29	9,2355 1
14	4,4657 1	22	7,0087 1	30	9,5536 1
15	4,7834 1	23	7,3267 1	31	9,8716 1
16	5,1010 1	24	7,6448 1	32	1,0190 1
17	5,4200 1	25	7,9630 1	33	1,0508 1
18	5,7369 1	26	8,2812 1	34	1,0826 1

Die Gl. 72 u. 73 ergeben sich in der folgenden Weise.

Nach Fig. 15, Taf. 2 gehört der Radius R dem Kreise an, welcher durch die Mitten  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 \dots$  der flach aufliegenden Kettenglieder geht. Diese Mitten sind zugleich die Eckpunkte eines  $2z$  Ecks, welches dem genannten Kreise eingeschrieben ist und dessen Seiten abwechselnd  $1 + \Delta$  und  $1 - \Delta$  lang sind. Bezeichnet nun  $\gamma$  den halben Winkel  $A_1 O A_3$ , so ist

$$\gamma = \frac{360}{2z} = \frac{180}{z}$$

und in dem rechtwinkligen Dreieck  $A_1 O B$

$$A_1 O = R = \frac{A_1 B}{\sin \gamma} = \frac{A_1 A_3}{2 \sin \gamma} = \frac{A_1 A_3}{2 \sin \frac{180}{z}}$$

Ferner ist aber in dem Dreieck  $A_1 A_2 A_3$ , dessen Winkel  $A_1 A_2 A_3 = 180^\circ - \gamma$  ist, nach dem Kosinussatz

$$A_1 A_3 = \sqrt{(1 + \Delta)^2 + (1 - \Delta)^2 - 2(1 + \Delta)(1 - \Delta) \cos \gamma}$$

$$A_1 A_3 = \sqrt{2(1^2 + \Delta^2) + 2(1^2 - \Delta^2) \cos \gamma}$$

und somit gemäss Gl. 72

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{z}} \sqrt{2(1^2 + \Delta^2) + 2(1^2 - \Delta^2) \cos \frac{180}{z}}$$

Vernachlässigt man in dieser Gleichung unter dem Wurzelzeichen die Glieder mit  $\Delta$ , so wird

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{180}{z}} \sqrt{2 \cdot 1^2 \left(1 + \cos \frac{180}{z}\right)}$$

oder mit

$$\sqrt{2 \left(1 + \cos \frac{180}{z}\right)} = 2 \cos \frac{90}{z}$$

und

$$\sin \frac{180}{z} = 2 \sin \frac{90}{z} \cos \frac{90}{z}$$

$$R = \frac{1}{2 \sin \frac{90}{z}}$$

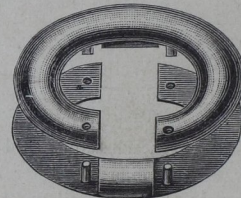
das ist der Annäherungswert der Gl. 73.

Bei der Konstruktion einer Kettennuss wird man nach Fig. 15, Taf. 2 dem Kreise vom Radius R zunächst ein regelmässiges  $z$  Eck  $A_1 A_2 A_3 \dots$  einschreiben und von dessen Eckpunkten aus immer in derselben Richtung die Strecke  $1 + \Delta$  als Sehne auftragen. Man erhält dadurch ein  $2z$  Eck, dessen Seiten abwechselnd  $1 + \Delta$  bzw.  $1 - \Delta$  lang und dessen Ecken die Mittelpunkte für die Endhalbkreise der sich flach aufliegenden Kettenglieder sind. Nun können diese Glieder sowie die sich senkrecht dazu stellenden eingetragen werden. Die Aussparungen für die letzteren im mittleren Vertikalschnitt der Nuss macht man entweder entsprechend der äusseren Form dieser Glieder (s. obere Hälfte der Aufrissfigur) oder kreisförmig (s. untere Hälfte der Figur). Im Seitenriss

füllen die Stege bis auf etwas Spiel den Raum zwischen zwei benachbarten flach liegenden Gliedern in deren Mittelebene aus. Für den Aufriss der Stege ist zu beachten, dass beim Auslegen der Kette beispielsweise das Glied I auf der unteren Seite des Steges a, wo es dem Lastzuge nach anliegt, schleifen und sich dabei um die Gerade  $x-x$  des noch auf der Nuss festliegenden Gliedes II drehen muss. In den durch 1—2, 3—4, 5—6 (siehe den Seitenriss) senkrecht zur Drehachse der Nuss gelegten Ebenen ist demnach die untere Seite des Steges durch Kreisbögen zu begrenzen, welche mit 1—2, 3—4 bzw. 5—6 als Radien um 1, 3 bzw. 5 beschrieben werden. Für die obere Seite des Steges gilt Entsprechendes bezüglich der Achse  $x'-x'$ , sobald auf dieser Seite das Glied infolge des Lastzuges (entgegen zu dem in die Figur eingetragenen) zum Anliegen kommen würde.

Das Material der Kettennuss ist mit Rücksicht auf den Verschleiss meistens Hartguss. Der Umschlingungswinkel der Kette an der Nuss muss mindestens  $180^\circ$  betragen. Durch Schutz- oder Führungsbügel ist dafür zu sorgen, dass dieser Umschlingungswinkel gewahrt bleibt und die Kette nicht früher von der Nuss springt. Solche Bügel müssen sich im Querschnitt dem Profil der Kette anschliessen; in Fig. 2 u. 3, Taf. 9, wo diese Bügel mit B bezeichnet, sind dieselben durch die Schrauben x stellbar am Gestell der Winde befestigt, um die Abführung der Kette unter verschiedenem Winkel zu ermöglichen. Der Bügel in Fig. 19, Taf. 2, welcher dem später behandelten Laufkran von Larini, Nathan & Co. in Mailand angehört, ist in x festgelegt und umfasst die Welle der Nuss in einem Auge. Bei Schrauben-Flaschenzügen ist der Schutzbügel B gewöhnlich halbkreisförmig gehalten und dem Gestell angegossen oder angeschraubt (s. Fig. 20 u. 21, Taf. 2). Kann das von der Nuss ablaufende Kettenende nicht durch einfaches Ziehen in sicherer Weise von der Nuss abgehoben werden, so ist ein besonderer Abstreifer anzuordnen, der etwa sich auf der Nuss klemmende Kettenglieder an der Ablaufstelle löst. In Fig. 20 u. 21, Taf. 2 ist dieser Abstreifer mit A bezeichnet, in Fig. 19, Taf. 2 dient hierzu die Rippe des Querstückes y.

Fig. 49.



Die Befestigung eines Kettenendes am Haken oder am Gestell der Winde wird mittelst eines Schekels (s. § 21) bewirkt. Auf cylindrischen Trommeln wird die Kette durch Teile, wie sie die Fig. 12 bis 14, Taf. 2 zeigen, festgemacht. Zur schnellen und vorläufigen Verbindung einer zerrissenen Kette verwendet man sogenannte Kettenschlösser. Fig. 49 des Textes zeigt eine bekannte Ausführung derselben.

**b) Gelenkketten.**

Von diesen findet als Tragorgan fast ausschliesslich die Gall'sche Gelenkkette, wie sie Fig. 50 u. 51 des Textes zeigt, Verwendung.

Das Material der Bolzen ist Stahl, das der Laschen weiches, zähes Schmiedeeisen.

Die Ausführungen der Kette zeigen je nach der

etwa defekt gewordener Laschen bietet. Bei der Ausführung ist grösste Sorgfalt auf die Herstellung einer genau gleichen Teilung aller Glieder zu verwenden, da nur bei einer solchen ein ruhiges, zuverlässiges Arbeiten der Kette gesichert ist.

Die Untersuchung einer Gall'schen Gelenkkette hat nicht nur beschädigte Laschen festzustellen, sondern

Fig. 50 u. 51.

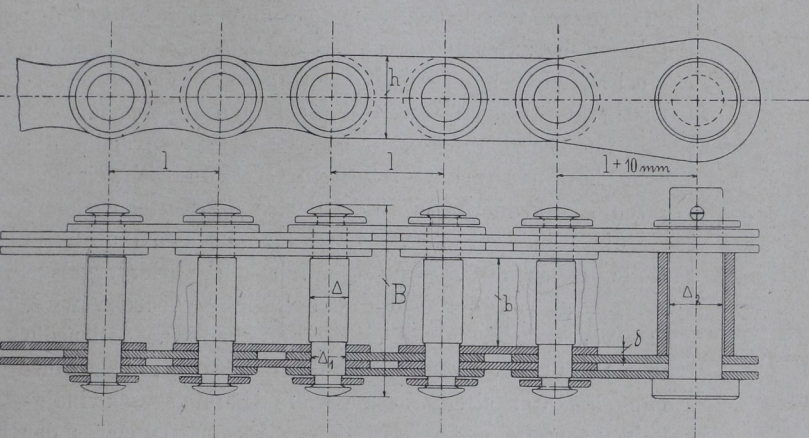
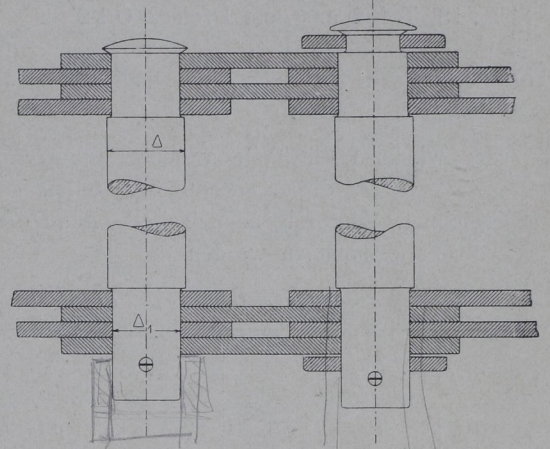


Fig. 52 bis 55.



Grösse der Last 2, 4, 6 oder 8 Laschen, die bei kleinen Lasten aussen gerade (Fig. 51), bei grossen geschweift (Fig. 50) gehalten sind; die letztere Form liefert natürlich die richtigere Materialverteilung. Das seitliche Lösen der Laschen von den Zapfen der Bolzen wird in verschiedener Weise verhütet. Die Vernietung nach Fig. 52 u. 53 des Textes ist am gebräuchlichsten, seltener kommt die Versplintung nach Fig. 54 u. 55 des Textes vor, die zwar den Vorzug einer leichten Auswechslung

auch etwaige Bolzen mit zu grossen Spielräumen, durch welche die genaue Teilung der Glieder aufgehoben wird, zu ermitteln.

Zur Berechnung der vorliegenden Ketten bedient man sich gewöhnlich der Tabellen, welche von den bezüglichen Fabriken, wie Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, Otto Kötter in Barmen, Nohl & Co. in Köln a/Rhein u. s. w., herausgegeben werden und bis auf Kleinigkeiten Übereinstimmung zeigen. Dieselben

**Gall'sche Gelenkketten**

von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden.

Zulässige Belastung kg	Teilung oder Baulänge l mm	Mittelbolzen		Zapfenstärke $\Delta_1$ mm	Laschen			Grösste Gesamtbreite B mm	Endglied, 1+10 mm lang, $\Delta_2$ mm	Gewicht von 1 m Kette kg ca.	
		Länge b mm	Stärke $\Delta$ mm		Zahl i mm	Dicke $\delta$ mm	Breite h mm				
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	6	0,7	ohne Unterlagscheiben vernietet
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28	9	1	
500	25	18	10	8	2	3	18	38	12	2	
750	30	20	11	9	4	2	20	45	13	2,7	
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50	15	3,8	
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	18	5	mit Unterlagscheiben vernietet
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67	21	7,1	
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90	26	11,1	
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110	32	16,5	
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118	34	19	
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125	36	24	versplintet
7 500	70	50	32	26	8	4,5	53	150	40	31,5	
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	45	34	
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180	47	44,8	
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195	50	51,1	
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208	54	58,1	
20 000	110	80	43	37	8	6	85	215	56	74,4	
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235	60	83,3	
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255	65	100	

enthalten als zulässige oder garantierte Belastung die grösste Zugkraft, denen die Kette ausgesetzt werden darf; dieselbe entspricht ungefähr  $\frac{1}{5}$  der Bruchlast. Für besonders ungünstige Betriebsverhältnisse wird man aber wiederum die zulässigen Belastungen der Ketten entsprechend zu reduzieren haben.

Der Radius der Leit- und Winderollen, die man hier als Daumenrollen bezeichnet, berechnet sich nach Fig. 18, Taf. 2 aus dem Dreieck O 1 2 zu

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{180}{z}} \dots \dots \dots 74$$

wenn wieder l die Teilung oder Baulänge der Glieder, z die Zähnezah der Rollen bezeichnet. Der folgenden Tabelle kann der Wert von R direkt entnommen werden.

Werte von R nach Gl. 74.

z	R	z	R	z	R
6	1	15	2,4048 1	24	3,8306 1
7	1,1531 1	16	2,5631 1	25	3,9894 1
8	1,3066 1	17	2,7210 1	26	4,1480 1
9	1,4619 1	18	2,8794 1	27	4,3070 1
10	1,6180 1	19	3,0377 1	28	4,4657 1
11	1,7747 1	20	3,1962 1	29	4,6245 1
12	1,9318 1	21	3,3548 1	30	4,7834 1
13	2,0893 1	22	3,5133 1	31	4,9423 1
14	2,2470 1	23	3,6720 1	32	5,1010 1

Die Zähnezah der Leitrollen wählt man gewöhnlich gleich 12 bis 30, die der Winderollen gleich 6 bis 12.

Leit- und Winderollen sind, abgesehen davon, dass jene häufig lose, diese aber stets fest auf ihrer Achse oder Welle sitzen, vollständig gleich gestaltet. Das Profil der Zähne, die gefräst werden, ist nach Fig. 17, Taf. 2 für den Kopf eine Äquidistante zur Evolvente des Teilkreises, das Profil der Füsse ein Halbkreis von einem Durchmesser, der um den meist nur geringen Spielraum zwischen Kettenbolzen und Rolle grösser als  $\Delta$  genommen wird. Die Breite der Zähne wird um ca. 2 mm kleiner als der innere Abstand b der Laschen gehalten. Das Material der vorliegenden Rollen ist Gusseisen oder Stahlguss. Bei geringen Zähnezahlen wird die Rolle auch wohl mit ihrer Stahlachse nach Fig. 16, Taf. 2 aus einem Stück geschmiedet.

Zur Befestigung der Gall'schen Gelenkkette an einem Haken oder Gestellteile dient ein besonderes Endglied (s. Fig. 51 auf S. 53), dessen Baulänge um 10 mm grösser und dessen Bolzen etwas stärker als bei den übrigen Gliedern gehalten ist.

Bei Kranen mit grosser Hubhöhe und mehrfacher Rollenübersetzung muss das von der Windenrolle ablaufende Kettenende, das wegen seiner beträchtlichen Länge gewöhnlich nicht frei herunterhängen darf, in einem Blechkasten gesammelt oder in einzelnen Strängen von kleinerer Länge aufgehängt werden. Die Fig. 18, 19 u. 20, Taf. 3 zeigen diesbezügliche Vorrichtungen.

In Fig. 18 wird nach einer Ausführung des Oberingenieurs P. Üllner in Lüttich das von der Winderolle A kommende Kettenende in der Richtung x durch eine aus zwei Blechschilden und angenieteten [-Eisen a bestehende Gleitbahn geleitet. Alle 4 Meter sind ferner die äusseren Enden der Kettenbolzen mit zwei Stahlrollen versehen. Da die Entfernung  $l_x$  der [-Eisen etwas grösser als die äussere Breite der gewöhnlichen Kettenbolzen ist, so fallen diese durch, während die mit Stahlrollen versehenen auf dem unteren Schenkel der [-Eisen heruntergleiten und, am Ende der Bahn durch ein Flacheisen b am Austritt verhindert, die Kette selbstthätig in Strängen von 2 Meter Länge aufhängen.

Die Vorrichtungen in Fig. 19 u. 20 verwendet die Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon (Schweiz) an ihren Laufkranen. In Fig. 19 wird die Kette, nachdem sie die Winderolle A verlassen hat, nochmals über die Rolle B geführt, welche durch ein Rädervorgelege  $z_1, z_x, z_2$  von der Welle der Rolle A gedreht wird. Das von B kommende Ende ist aufgehängt. Sollen die vier Stränge der von A ablaufenden Kette gleiche Aufhängelänge erhalten, so muss die Umfangsgeschwindigkeit v der Rolle A und diejenige v' von B gemäss der Bedingung

$$\frac{v'}{2} = \frac{v - v'}{2} \text{ oder } v' = \frac{1}{2} v$$

sich wie 2:1 verhalten. Mit den der Figur eingeschriebenen Bezeichnungen muss also

$$\frac{v'}{v} = \frac{z_1 R'}{z_2 R} = \frac{1}{2}$$

oder gemäss Gl. 74

$$\frac{z_1 \sin \frac{180}{z}}{z_2 \sin \frac{180}{z'}} = \frac{1}{2}$$

sein.

Nach der Ausführung ergibt sich mit  $z_1 = 21, z_2 = 50, z = 10, z' = 12$

$$\frac{21 \sin 18^\circ}{50 \sin 15^\circ} = \frac{21 \cdot 0,309}{50 \cdot 0,2588} = \sim \frac{1}{2}$$

Das Zwischenrad mit der Zähnezah  $z_x$  kommt für die Übersetzung nicht in Betracht.

In Fig. 20 schliesslich wird das von der Winderolle A kommende und nochmals über die Rolle B geleitete Kettenende durch ein doppelarmiges Gewicht C auf vier Stränge gleichmässig verteilt.

Damit die Kette sicher von der Winderolle abgehoben wird, bringt man die in Fig. 18 u. 19, Taf. 3 mit y bezeichneten Gussstücke an.

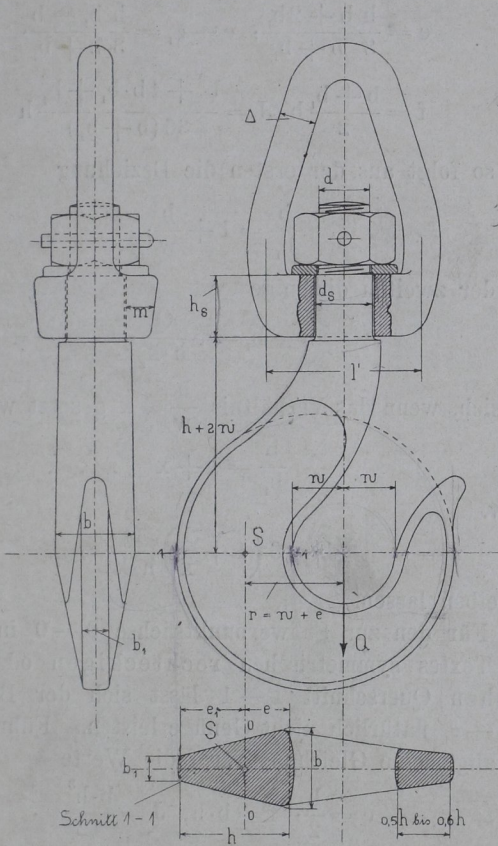
### § 21.

#### Die Haken und Ösen.

Die Last wird nur selten unmittelbar an dem Seil oder der Kette eines Hebezeuges befestigt. Meistens dient zur leichteren Aufhängung der Last ein besonderer Haken, der mit dem Seil oder der Kette in irgend einer Weise verbunden ist. Auch dienen Haken zum Aufhängen ganzer Hebezeuge, wie namentlich der Flaschenzüge.

Am Haken unterscheidet man den Hakenschaft und die Hakenkehle. Jener ist der obere, gerade Teil des Hakens, mit welchem derselbe in einem Schekel, einer Traverse oder auf einem Bolzen sitzt, diese ist die untere Hakenkrümmung, in deren mauartige Öffnung die Last vermittelt einer Seil- oder Kettenschlinge eingehangen wird. Entsprechend dieser beiden Aufhängungsarten spricht man wohl von Seil- und Kettenhaken. Weiter unterscheidet man einfache und Doppelhaken, von denen die letzteren nur bei grossen Lasten verwendet werden. Das Material der Haken ist zähes Schweisseisen bester Güte.

Fig. 56.



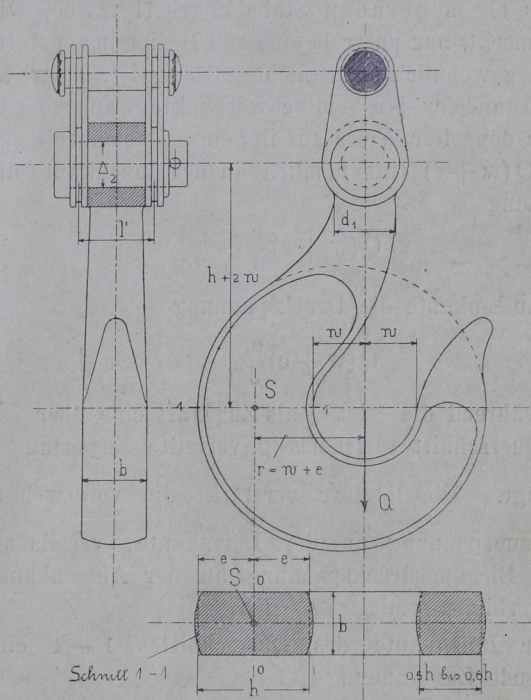
$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{Q}{k_z} \dots \dots \dots 75$$

mit  $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$  für alle Haken, deren Schaft auf Zug und Biegung,

$k_z = 900 \text{ kg/qcm}$  für solche, deren Schaft nur auf Zug beansprucht werden kann.

Wird, wie häufig der Fall, der Schaft durch Mutter und Gewinde befestigt, so entspricht  $d_1^2 \frac{\pi}{4}$  dem Kernquerschnitt dieses Gewindes. Setzt man dann, wenn  $d$  der äussere Gewindedurchmesser ist,

Fig. 57.



Bei der Berechnung des Hakenschaftes ist zu beachten, dass derselbe stets auf Zug, in vielen Fällen, namentlich wenn er in der Traverse eines mehrrolligen Flaschenzuges befestigt ist, aber auch noch auf Biegung beansprucht wird. Die letztere Beanspruchung lässt sich rechnermässig nicht verfolgen und kann nur durch Wahl einer entsprechend kleinen zulässigen Materialspannung berücksichtigt werden. v. Bach empfiehlt deshalb den Wert dieser zulässigen Spannung nicht für ruhende Belastung (Fall a der drei Belastungsarten), sondern für eine beliebig oft wechselnde (Fall b) zu wählen. Ist also

$Q$  die Last in kg,

$d_1$  der Durchmesser des kleinsten Schaftquerschnittes, so gilt nach der Zugfestigkeit

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = 0,7 d^2 \frac{\pi}{4}, \quad d_1 = d \sqrt{0,7}$$

so erhält man mit den angegebenen Werten von  $k_z$  aus Gl. 75 zur unmittelbaren Berechnung von  $d$  die abgerundete Beziehung

$$d^2 \frac{\pi}{4} = 2,4 \frac{Q}{1000} \text{ bzw. } 1,6 \frac{Q}{1000} \dots \dots \dots 76$$

in welcher der erste (grössere) Wert für gewöhnlich zu nehmen ist, der zweite (kleinere) aber nur dann, wenn jede Biegungsbeanspruchung im Hakenschaft als vollständig ausgeschlossen zu betrachten oder wenn, wie es bei sehr schweren Lasten vorkommt, eine thunlichste Beschränkung der Dimensionen mit Rücksicht auf Form und Herstellung geboten ist. Die Fernhaltung der Biegungsbeanspruchung dürfte in den meisten Fällen nur

Handwritten notes on the right margin of Fig. 57:  
 420  
 2  
 10  
 Q  
 600,07  
 420  
 420  
 1 q  
 07

dann gesichert sein, wenn der Haken in einem Schekel oder auf einem Bolzen befestigt oder durch ein Scharnier mit dem Hakenschaft verbunden ist.

Die Berechnung der Hakenkehle besteht zur Hauptsache in der Bestimmung des gefährlichen Querschnittes 1—1, der beim einfachen Haken (s. Fig. 56 u. 57 des Textes) in der Horizontalebene durch die Mitte der Maulöffnung liegt. Dieser Querschnitt kann trapezförmig, rechteckig oder elliptisch gestaltet werden. Ist f der Inhalt,

J das Trägheitsmoment dieses Querschnittes, bezogen auf die Schwerpunktsachse 0—0,

h und b die Höhe bzw. Breite desselben (bei Trapezform b die grössere Breite an der Innen-, b<sub>1</sub> die kleinere Breite an der Aussenkante),

e und e<sub>1</sub> der Abstand des Schwerpunktes S von der Innen- bzw. Aussenkante,

w der Radius der Maulöffnung,

und betrachtet man zunächst den fraglichen Querschnitt 1—1 als einem geraden Stabe angehörig, was, wie später bemerkt, nur unter besonderen Bedingungen statthaft, für gewöhnlich aber nicht zulässig ist, so wirkt die im Abstände w + e vom Schwerpunkte S angreifende Last Q in doppelter Weise auf ihn ein. Das angreifende Moment Q(w + e) ruft nämlich an der Innenkante die Zugspannung

$$Q(w + e) \frac{e}{J}, = z$$

an der Aussenkante die Druckspannung

$$Q(w + e) \frac{e_1}{J}$$

hervor, während die Last Q als Zugkraft eine über den ganzen Querschnitt gleichmässig verteilte Zugspannung  $\frac{Q}{f}$  erzeugt. Die letztere verstärkt die vorerwähnte Biegunszugspannung an der Innenkante, vermindert aber die Biegunzdruckspannung an der Aussenkante, und es verbleibt somit

an der Innenkante des Querschnittes 1—1 eine resultierende Zugspannung

$$\sigma = \frac{Q}{f} + Q(w + e) \frac{e}{J}, \quad p = 2f$$

an der Aussenkante dagegen eine resultierende Druckspannung

$$\sigma_1 = \frac{Q}{f} - Q(w + e) \frac{e_1}{J}$$

Die grössere Zugspannung  $\sigma$  darf natürlich den Wert der zulässigen Materialspannung  $k_z$  nicht überschreiten, und es folgt deshalb aus der ersten Gleichung für  $\sigma = k_z$  der erforderliche Inhalt des gefährlichen Querschnittes zu

$$f = \frac{Q}{k_z} \left\{ 1 + (w + e) \frac{e \cdot f}{J} \right\}$$

Bei trapezförmiger Gestalt des Querschnittes 1—1 kann nun nach Zimmermann in der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1873, der Inhalt f zu beiden Seiten der Schwerpunktsachse 0—0 so ver-

teilt werden, dass gemäss der für Schweisseisen gültigen Beziehung

$$\sigma = -\sigma_1$$

die Festigkeit des Materiales möglichst vollkommen ausgenützt wird. Die Gleichungen für  $\sigma$  und  $\sigma_1$  liefern dann die Beziehung

$$\sigma + \sigma_1 = \frac{2}{f} + \frac{(w + e)(e - e_1)}{J} = 0$$

oder

$$2J + f(w + e)(e - e_1) = 0,$$

die mit der obigen Gleichung für f vereinigt, diejenige

$$f = \frac{Q}{k_z} \left( 1 - \frac{2e}{e - e_1} \right)$$

ergiebt. Führt man in die beiden letzten Gleichungen

$$e = \frac{h}{3} \frac{b + 2b_1}{b + b_1}, \quad e - e_1 = \frac{h}{3} \frac{b_1 - b}{b + b_1},$$

$$f = \frac{b + b_1}{2} h, \quad J = \frac{b^3 + 4b \cdot b_1 + b_1^3}{36(b + b_1)} h$$

ein, so folgt aus der ersten die Beziehung

$$\frac{b}{b_1} = 1 + \frac{h}{w},$$

aus der zweiten diejenige

$$b - b_1 = 6 \frac{Q}{h \cdot k_z},$$

die sich, wenn das Verhältnis  $\frac{h}{w} = x$  gesetzt wird, auch

$$\frac{b}{b_1} = 1 + x \quad \dots \quad 77$$

bezw.

$$b = 6 \left( 1 + \frac{1}{x} \right) \frac{Q}{h \cdot k_z} \quad \dots \quad 78$$

schreiben lassen.

Für den zur Schwerpunktsachse 0—0 in Fig. 57 des Textes symmetrischen rechteckigen oder elliptischen Querschnitt 1—1 lässt sich der Bedingung  $\sigma = -\sigma_1$  natürlich nicht Genüge leisten. Führt man in die allgemeine Gleichung für f die Werte

$$e = \frac{h}{2}, \quad f = b \cdot h, \quad J = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

ein, so erhält man für den rechteckigen Querschnitt

$$b \cdot h = \frac{Q}{k_z} \left( 4 + 6 \frac{w}{h} \right),$$

oder mit dem Verhältnis  $\frac{h}{w} = x$ ,

$$b = 2 \left( 2 + \frac{3}{x} \right) \frac{Q}{h \cdot k_z} \quad \dots \quad 79$$

Für den elliptischen Querschnitt liefert die genannte Gleichung mit

$$e = \frac{h}{2}, \quad f = b \cdot h \frac{\pi}{4}, \quad J = b \cdot h^3 \frac{\pi}{64}$$

$$b \cdot h \frac{\pi}{4} = \frac{Q}{k_z} \left( 5 + 8 \frac{w}{h} \right)$$

oder

$$b = \frac{4}{\pi} \left( 5 + \frac{8}{x} \right) \frac{Q}{h \cdot k_z} \quad \dots \quad 80$$

Die für die vorstehende Berechnung gemachte Annahme, dass der gefährliche Querschnitt 1—1 einem geraden Stabe angehöre, ist aber nur dann angenähert richtig und zulässig, wenn die Maulöffnung nach einem grossen Radius gekrümmt ist. Bei der gewöhnlichen Grösse des Krümmungsradius ist diese Annahme nicht statthaft, und die auf sie sich stützende Berechnung eines Hakens führt nach v. Bach<sup>1)</sup> zu einer bedeutenden Unterschätzung der Inanspruchnahme, was um so bedenklicher ist, als die zulässigen Anstrengungen bei Haken für grössere Lasten so wie so schon recht hoch gewählt werden.

Richtiger ist es, den Querschnitt 1—1 so, wie es der Wirklichkeit entspricht, also als einem gekrümmten Stabe angehörig zu berechnen. Dann ermittelt sich die Zugspannung an der Innenkante des fraglichen Querschnittes nach v. Bach zu

$$\sigma = \frac{Q}{f} + \frac{M_b}{f \cdot r} - \frac{M_b}{f \cdot r} \frac{1}{x} \frac{e}{r - e},$$

die Druckspannung an der Aussenkante zu

$$\sigma_1 = -\frac{Q}{f} - \frac{M_b}{f \cdot r} + \frac{M_b}{f \cdot r} \frac{1}{x} \frac{e_1}{r + e_1},$$

wenn  $M_b$  das Biegemoment der Last  $Q$ ,  
 $r$  der Krümmungsradius der Mittellinie für die Hakenkehle in Bezug auf den Schwerpunkt  $S$  ist und

bei trapezförmigem Querschnitt

$$x = -1 + \frac{2r}{(b + b_1)h} \left[ \left\{ b_1 + \frac{b - b_1}{h} (e_1 + r) \right\} \ln \frac{r + e_1}{r - e} - (b - b_1) \right],$$

bei rechteckigem Querschnitt

$$x = \frac{1}{3} \left( \frac{h}{2r} \right)^2 + \frac{1}{5} \left( \frac{h}{2r} \right)^4 + \frac{1}{7} \left( \frac{h}{2r} \right)^6 + \dots,$$

bei elliptischem oder rundem Querschnitt

$$x = \frac{1}{4} \left( \frac{h}{2r} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{h}{2r} \right)^4 + \frac{5}{64} \left( \frac{h}{2r} \right)^6 + \dots$$

gesetzt wird.

Für den einfachen Haken nehmen die obigen Gleichungen, da hier das Moment  $M_b = -Q \cdot r$  (negativ, weil  $M_b$  auf Vergrösserung von  $M_b$  hinzuwirken sucht) und der Radius  $r = w + e$  ist, die einfachere Form

$$\sigma = \frac{Q}{f \cdot x} \frac{e}{w}$$

und

$$\sigma_1 = -\frac{Q}{f \cdot x} \frac{e_1}{w + h} = -\sigma \frac{w \cdot e_1}{(w + h)e}$$

an. Da ferner  $\sigma$  grösser als  $\sigma_1$  wird, so ist die erste dieser beiden Beziehungen für die Berechnung von  $f$  zu benutzen. Sie liefert für  $\sigma = k_z$

$$f = \frac{Q}{k_z} \frac{e}{x \cdot w}.$$

Für den trapezförmigen Querschnitt erhält man

dann aus dieser Gleichung, wenn die Beziehung 77 auch hier beibehalten und also mit

$$\frac{h}{w} = x, \quad \frac{b}{b_1} = 1 + x,$$

$$f = \frac{b + b_1}{2} h = \frac{b \cdot h}{2} \frac{2 + x}{1 + x}, \quad e = \frac{h}{3} \frac{b + 2b_1}{b + b_1} = \frac{h}{3} \frac{3 + x}{2 + x}$$

gesetzt wird,

$$b = \left\{ \frac{2}{3} \frac{x(1+x)(3+x)}{(2+x)^2} \frac{1}{x} \right\} \frac{Q}{h \cdot k_z},$$

während die frühere Gleichung für  $x$  mit den angegebenen

Werten von  $\frac{h}{w}$  und  $\frac{b}{b_1}$  in

$$x = -1 + 2 \left( \frac{1}{x} + \frac{1}{3} \frac{3+x}{2+x} \right) \left\{ \ln(1+x) - \frac{x}{2+x} \right\}$$

übergeht. Diese beiden Gleichungen können zur Berechnung von  $b$  dienen, sobald man  $a$  und  $x$  bzw.  $h$  gewählt hat. Rechnet man aber die Klammer in der ersten Gleichung für verschiedene  $x$  aus, so findet man, dass sie für die gebräuchlichen Werte von  $x = 1,8$  bis  $3$  nur geringe Schwankungen zeigt und im Mittel 12,6 beträgt. Für die meisten Fälle dürfte es deshalb genügen, die Gleichung in der Form

$$b = 12,6 \frac{Q}{h \cdot k_z} \dots \dots \dots 81$$

zu benutzen.

Entsprechend erhält man für den rechteckigen

Querschnitt mit  $\frac{h}{w} = x$  und

$$f = \frac{b \cdot h}{2}, \quad e = \frac{h}{2}$$

aus der obigen Gleichung

$$b = \left\{ \frac{x}{2+x} \right\} \frac{Q}{h \cdot k_z}$$

sowie aus der Gleichung für  $x$

$$x = \frac{1}{3} \left( \frac{x}{2+x} \right)^2 + \frac{1}{5} \left( \frac{x}{2+x} \right)^4 + \frac{1}{7} \left( \frac{x}{2+x} \right)^6 + \dots$$

oder, da auch hier der Wert der Klammer in der ersten Gleichung für verschiedene  $x$  nur geringe Differenzen ergibt und im Mittel 9,8 beträgt, angenähert

$$b = 9,8 \frac{Q}{h \cdot k_z} \dots \dots \dots 82$$

Für den elliptischen Schnitt folgt schliesslich in derselben Weise mit

$$f = b \cdot h \frac{\pi}{4} \quad \text{und} \quad e = \frac{h}{2}$$

$$b = \left\{ \frac{x}{2\pi \cdot x} \right\} \frac{Q}{h \cdot k_z}$$

und

$$x = \frac{1}{4} \left( \frac{x}{2+x} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{x}{2+x} \right)^4 + \frac{5}{64} \left( \frac{x}{2+x} \right)^6 + \dots$$

oder angenähert für die gebräuchlichen Werte von  $x$

$$b = 17,5 \frac{Q}{h \cdot k_z} \dots \dots \dots 83$$

Setzt man die Werte von  $b$  in Gl. 78 u. 81, 79 u. 82, 80 u. 83 einander gleich, so erhält man denjenigen Wert von  $x$ ,

1) S. „v. Bach, die Maschinen-Elemente“, 7. Auflage, S. 519. Verlag von A. Bergsträsser in Stuttgart.  
 Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

für welchen beide Berechnungsarten dieselbe Breite  $b$  des gefährlichen Querschnittes ergeben. Es ist dies der Fall

beim trapezförmigen Querschnitt für

$$6 \left( 1 + \frac{1}{x} \right) = 12,6,$$

oder rund

$$x = \frac{h}{w} = 0,9 \text{ bzw. } w = 1,1h,$$

beim rechteckigen Querschnitt für

$$2 \left( 2 + \frac{3}{x} \right) = 9,8,$$

oder rund

$$x = \frac{h}{w} = 1,03 \text{ bzw. } w = 0,97h,$$

beim elliptischen Querschnitt für

$$\frac{4}{\pi} \left( 5 + \frac{8}{x} \right) = 17,5$$

oder rund

$$x = \frac{h}{w} = 0,9 \text{ bzw. } w = 1,1h.$$

Für alle Werte von  $x$ , die kleiner als die vorstehenden sind, und für alle Haken also, deren Maulradius  $w$  grösser als  $1,1h$  bzw.  $1,03h$  ist, liefert die Rechnung, welchen den gefährlichen Querschnitt 1—1 als einem geraden Stabe angehörig annimmt, grössere Dimensionen. Gewöhnlich ist das aber nicht der Fall, da  $x$  fast stets grösser als  $1,5$  oder  $w$  kleiner als  $\frac{2}{3}h$  ist.

Die Berechnung des gefährlichen Querschnittes 1—1 eines einfachen Hakens ist nun in der folgenden Weise vorzunehmen. Man wählt zunächst den Maulradius  $w$  und das Verhältnis  $x$ , wozu die folgenden Angaben, wie sie ausgeführten Haken entsprechen, dienen können.

Für  $Q < 7500 \text{ kg}$

$$w = \frac{Q}{200} + 15 \text{ bis } \frac{Q}{200} + 20 \text{ mm} \left. \vphantom{\frac{Q}{200}} \right\} \dots 84^1)$$

für  $Q \geq 7500 \text{ kg}$

$$w = \frac{Q}{400} + 30 \text{ bis } \frac{Q}{400} + 35 \text{ mm} \left. \vphantom{\frac{Q}{400}} \right\} \dots 85$$

$$x = \frac{h}{w} = 1,8 \text{ bis } 3 \dots 85$$

Es folgt dann die erforderliche Höhe

$$h = x \cdot w \dots 85a$$

in jedem Falle, während die Breite

beim trapezförmigen Querschnitt nach Gl. 81 u. 77 aus

$$\left. \begin{aligned} b &= 12,6 \frac{Q}{h \cdot k_z} \\ b_1 &= \frac{b}{1+x} \end{aligned} \right\} \dots 86$$

beim rechteckigen Querschnitt nach Gl. 82 aus

$$b = 9,8 \frac{Q}{h \cdot k_z} \dots 87$$

beim elliptischen und Kreisquerschnitt nach Gl. 83 aus

$$b = 17,5 \frac{Q}{h \cdot k_z} \dots 88$$

1) Für Doppelhaken sind die Angaben für  $w$  mit  $\frac{Q}{2}$  anstatt  $Q$  zu benutzen.

mit

$$k_z = 900 \text{ bis } 1200 \text{ kg/qcm}$$

je nach der Güte des verwendeten Materiales und der Grösse der Last zu berechnen ist. Die Druckspannung an der Aussenkante des gefährlichen Querschnittes beträgt nach der bezüglichen Gleichung auf S. 57

$$\sigma_1 = -k_z \frac{e_1}{e(1+x)} \dots 89$$

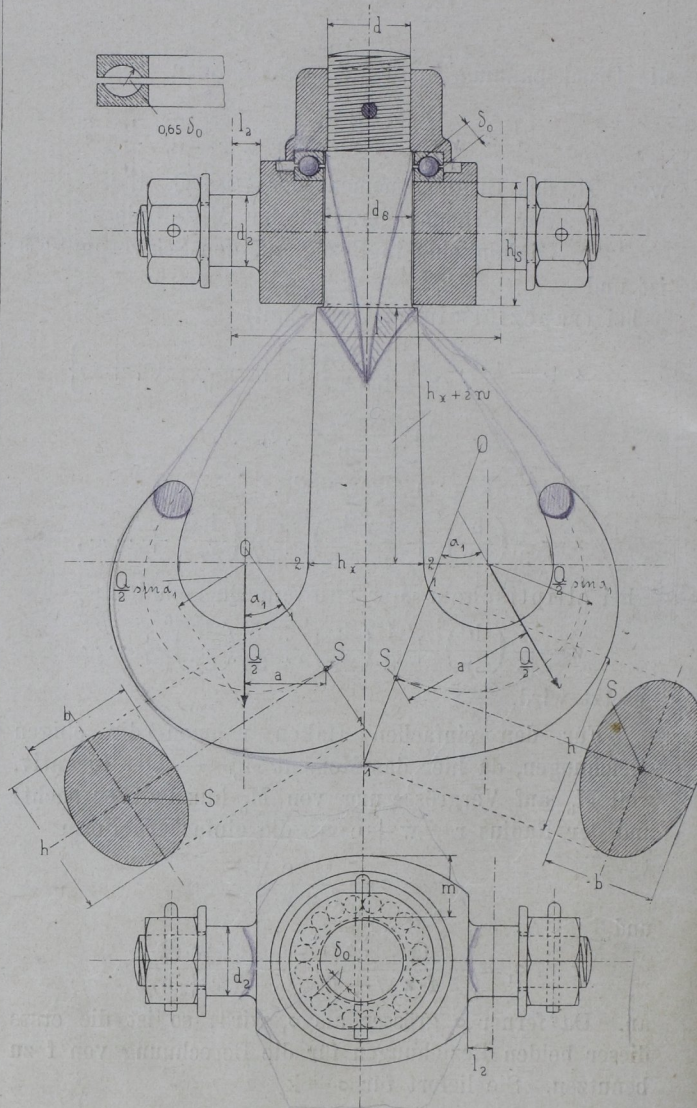
mit

$$e = \frac{h}{3} \frac{b+2b_1}{b+b_1} \text{ und } e_1 = h - e \text{ für den trapezförmigen,}$$

$$e = e_1 = \frac{h}{2} \text{ für den rechteckigen und elliptischen Querschnitt.}$$

Beim Doppelhaken lassen sich die erforderlichen Dimensionen der Kehle nicht ohne weiteres berechnen,

Fig. 58.



da die Lage des gefährlichen Querschnittes nicht von vorneherein bekannt ist. Man wird hier zunächst die Hakenkehle nach Gefühl entwerfen und dann für einige Querschnitte und die gewählten Dimensionen derselben kontrollieren müssen, ob die Zugspannung an der Innen-



kante die zulässige Materialspannung  $k_z$  nicht übersteigt. Zur Berechnung muss man die auf S. 57 angegebene Gleichung für  $\sigma$  benutzen. Mit den Bezeichnungen in Fig. 58 des Textes, wo links die an jedem Maul angreifende Last  $\frac{Q}{2}$  vertikal abwärts, rechts schräg angenommen ist, ergibt sich z. B. für den Querschnitt 1—1, wenn man in die genannte Gleichung für  $Q$  die zu 1—1 senkrechte Komponente  $\frac{Q}{2} \sin \alpha_1$ , für  $M_b$  den Wert  $-\frac{Q}{2} a$  ( $a$  Hebelarm von  $\frac{Q}{2}$  in Bezug auf den Schwerpunkt  $S$  von 1—1) einführt,

$$\sigma = \frac{Q}{2f} \left( \sin \alpha_1 - \frac{a}{r} + \frac{a}{x \cdot r} \frac{e}{r - e} \right) \dots 90$$

Hierin ist  $r = OS$  und für den meist elliptischen oder runden Querschnitt  $e = \frac{h}{2}$ , sowie nach S. 57

$$x = \frac{1}{4} \left( \frac{h}{2r} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{h}{2r} \right)^4 + \frac{5}{64} \left( \frac{h}{2r} \right)^6 + \dots$$

einzusetzen. Fällt  $\sigma$  höher als  $k_z$  aus, so ist die Hakenkehle zu verstärken. Die in den Querschnitt 1—1 fallende Komponente  $\frac{Q}{2} \cos \alpha_1$  und die durch sie hervorgerufene Schubspannung kann vernachlässigt werden. Ist eine einseitige Belastung des Doppelhakens durch die Maximallast  $\frac{Q}{2}$  zu erwarten, so ist der Querschnitt 2—2 in Fig. 58 des Textes wie beim einfachen Haken für  $\frac{Q}{2}$  anstatt  $Q$  zu berechnen.

Hinsichtlich der Konstruktion der Haken ist zu bemerken, dass die Kehle des einfachen Hakens dem gefährlichen Querschnitt 1—1 gegenüber eine Begrenzung von  $0,5h$  bis  $0,6h$  (s. Fig. 56 u. 57 auf S. 55) erhält und die äussere Begrenzung der Kehle hier zur Hauptsache durch einen Kreis von entsprechendem Durchmesser gebildet wird. Die äussere Breite des Querschnittes 1—1 wird auch an den übrigen Stellen solange beibehalten, bis dass das äusserste Ende vollständig rund wird. Für die Länge des Hakens von Mitte Kehle bis Unterkante Querhaupt oder Schekel (Fig. 56) bzw. Mitte Aufhängebolzen (Fig. 57) liefert der Wert  $h + 2w$  eine passende Dimension. Der Hakenschaft wird allmählich in den gefährlichen Querschnitt 1—1 übergeführt, die Kehle in der Maulöffnung abgerundet. In dem Loch des Querhauptes oder Schekels erhält der Hakenschaft, wenn er mit Gewinde und Mutter in diesen Teilen befestigt werden soll (s. Fig. 56), einen Durchmesser  $d_s$ , der meistens um einige Millimeter grösser als der äussere Gewindedurchmesser  $d$  ist. Dabei wird das Gewinde so lang gemacht, dass die Unterlagscheibe bei angezogener Mutter auf dem Ansatz des Teiles vom Durchmesser  $d_s$  aufliegt, unterhalb des Querhauptes oder Schekels aber etwas Spiel zwischen diesen Teilen und dem hier verstärkten oder mit Bund versehenen Hakenschaft vorhanden ist. Der Haken kann dann niemals

durch die Mutter zu fest angezogen werden. Im Querhaupt oder Schekel muss natürlich auch genügend Spielraum für die Beweglichkeit des Hakens gelassen werden. Die letztere sucht man jetzt vielfach durch Stahlkugeln zu schaffen, die glashart sind und zwischen zwei besonderen, ebenfalls glasharten Stahlplatten laufen (s. Fig. 58 auf S. 58 und Fig. 1, Taf. 3). Nur wenn die Mutter und das Querhaupt aus Stahl bestehen, lässt man die Stahlplatten mitunter fort (s. Fig. 3, Taf. 3). H. Rieche in Wetter a/Ruhr lässt nach Fig. 13, Taf. 3 (D. R.-P. No. 115 098) die Kugeln in einem Ringe aus weichem Schmiedeeisen laufen, damit die Kugeln sich beim Drehen des Hakens nicht gegenseitig reiben und bei der Montage oder Demontage nicht herausfallen können. Die zulässige Belastung einer Kugel wird sehr verschieden angegeben, und zwar gewöhnlich niedriger, als die meisten Ausführungen zeigen. Wir empfehlen, wenn

$\delta_0$  der Durchmesser der Kugeln in cm,  
 $i$  deren Zahl

ist,

$$i \cdot \delta_0^2 \geq 3 \frac{Q}{1000} \dots \dots \dots 91$$

zu nehmen. Die Rinnen der Stahlplatten, in welchen die Kugeln laufen, werden nach einem Radius  $0,65\delta_0$  (s. Fig. 58 links oben) ausgehöhlt. Eine Vertiefung in der Traverse der Fig. 58 ermöglicht es, Schmiermaterial an die Kugeln zu bringen.

Bei dem Doppelhaken wird die äussere Begrenzung der Hakenkehle gewöhnlich so ausgebildet, wie die rechte Hälfte der Fig. 58 des Textes zeigt; die Einschnürung in der Mitte nach der linken Hälfte der Figur trifft man seltener. Die Länge des Hakens bis Mitte Kehle kann hier gleich  $h_x + 2w$  gemacht werden, wenn  $h_x$  die Stärke des Schaftes in der Horizontalen durch die Maulmitten ist. Der Querschnitt des Schaftes wird bis zu den beiden Abzweigungen beibehalten und geht dann in den elliptischen oder annähernd elliptisch-trapezförmigen (s. Fig. 3, Taf. 3) über.

Die Berechnung der Teile, in denen die Haken befestigt werden, ist in der folgenden Weise vorzunehmen.

Die Stärke  $\Delta$  des Schekels in Fig. 56 auf S. 55 und Fig. 2, Taf. 3 ist ebenso gross wie die einer gleich belasteten Gliederkette zu machen, also mit Hilfe der Gl. 70 auf S. 50 oder der Tabelle daselbst zu bestimmen. Die Höhe  $h_s$  des unteren Verbindungsstückes hat wie die eines in der Mitte belasteten und fest eingespannten Balkens von der Länge  $l$ , also nach der Gleichung

$$Q \frac{l^3}{8} = \frac{2m \cdot h_s^2}{6} k_b \dots \dots \dots 92$$

zu erfolgen, wenn  $m$  die Stärke der Lochwandung ist. Hierin kann, entsprechend dem Mittelwerte der Belastungsarten  $a$  und  $b$  der bekannten Bach'schen Tabelle über die zulässigen Spannungen der Materialien,

$k_b$  bis zu 750 kg/qcm für Schweiss- und Flusseisen,  
 $k_b$  bis zu 1000 kg/qcm für Flussstahl

genommen werden. Beschränkt man  $k_b$ , da für gewöhnlich kein Grund vorliegt, die Dimensionen möglichst

gering zu halten, auf 600 bzw. 800 kg/qcm, so erhält man für die die fragliche Höhe der Schekel

$$\left. \begin{array}{l} \text{aus Schweiss- und Flusseisen} \\ h_s = \sim 0,79 \sqrt{\frac{Q \cdot l'}{1000 m}} \\ \text{aus Flusstahl} \\ h_s = \sim 0,69 \sqrt{\frac{Q \cdot l'}{1000 m}} \end{array} \right\} \dots \dots 92 a$$

Der Abstand  $l'$  beträgt  $2,5d_s$  bis  $3,3d_s$ , die Stärke  $m$  nicht unter  $0,5d_s$ , wenn  $d_s$  der früher erwähnte Schaftdurchmesser des Hakens im Schekel ist.

Sitzt der Haken nach Fig. 57 auf S. 55 mit einem Auge auf einem Bolzen, so kann dieser als gleichmässig durch  $Q$  belastet angesehen werden. Der Durchmesser  $\Delta_2$  des Bolzens folgt also, wenn  $l'$  die Länge von Mitte bis Mitte seiner Aufhängung ist, nach der Biegefestigkeit aus

$$Q \frac{l'}{8} = 0,1 \Delta_2^3 \cdot k_b \dots \dots \dots 93$$

mit  $k_b$  wie oben angegeben. Hängt der Haken wie in Fig. 57 am Ende einer Gall'schen Gelenkkette, so genügt es auch, für  $\Delta_2$  die Stärke des Endbolzens in der Tabelle auf S. 53 zu nehmen.

Bei dem Querhaupt in Fig. 58 auf S. 58 ist jeder der beiden Zapfen vom Durchmesser  $d_2$  durch  $\frac{Q}{2}$  am Hebelarm  $l_2$  belastet und auf Biegung zu berechnen. Es ist also zu setzen

$$\frac{Q}{2} l_2 = 0,1 d_2^3 \cdot k_b \dots \dots \dots 94$$

worin für  $k_b$  bei Schweiss-, Flusseisen und Flusstahl die beim Schekel angegebenen Werte zulässig sind, während bei Temper- und Stahlguss  $k_b$  bis zu 625 kg/qcm statthaft ist. Da aber auch hier in den meisten Fällen keine Veranlassung zu einer Beschränkung der Dimensionen vorliegt, so wählen wir  $k_b = 600$  kg/qcm für Schweiss- und Flusseisen,  $= 800$  kg/qcm für Flusstahl und  $= 500$  kg/qcm für Stahl- oder Temporguss und erhalten mit der meist passenden Zapfenlänge

$$2l_2 = 0,6 d_2$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Zapfen} \\ \text{aus Schweiss- oder Flusseisen} \\ d_2 = 1,58 \sqrt{\frac{Q}{1000}} \\ \text{aus Flusstahl} \\ d_2 = 1,37 \sqrt{\frac{Q}{1000}} \\ \text{aus Stahl- oder Temporguss} \\ d_2 = 1,73 \sqrt{\frac{Q}{1000}} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 94 a$$

Für die mittlere Höhe des Querhauptes ist, wenn  $l'$  die Entfernung von Mitte bis Mitte Zapfen,  $m$  die Stärke der Lochwandung bezeichnet, die für einen in der Mitte belasteten Balken auf zwei Stützen geltende Gleichung der Biegefestigkeit

$$Q \frac{l'}{4} = \frac{2m \cdot h_s^2}{6} k_b \dots \dots \dots 95$$

massgebend.  $k_b$  kann wie beim Schekel gewählt werden. Gestattet man auch hier nur zulässige Spannungen von  $k_b = 600, 800$  bzw.  $500$  kg/qcm, so folgt für Querhäupter aus Schweiss- oder Flusseisen

$$\left. \begin{array}{l} h_s = 1,12 \sqrt{\frac{Q \cdot l'}{1000 m}} \\ \text{aus Flusstahl} \\ h_s = 0,97 \sqrt{\frac{Q \cdot l'}{1000 m}} \\ \text{aus Stahl- oder Temporguss} \\ h_s = 1,23 \sqrt{\frac{Q \cdot l'}{1000 m}} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 95 a$$

Nur in solchen Fällen, wo möglichste Beschränkung geboten ist, kann der aus Gl. 95a sich ergebende Wert, entsprechend  $k_b = 750, 800$  bzw.  $625$  kg/qcm, mit  $0,9$  multipliziert werden.

Bisweilen versieht man den Haken oberhalb der Maulöffnung mit einem hornartigen Vorsprung nach Fig. 11, Taf. 3, damit das 'Seil- oder Kettenstück, mit welchem die Last eingehangen ist, nicht so leicht austreten kann, wenn diese aufsitzt und noch nicht angezogen ist; mitunter soll der Vorsprung auch das Festsetzen des Hakens am oberen Auslegerende bei Drehkränen oder an sonstigen Öffnungen und Vorsprüngen, welche der Haken passieren muss, verhüten. Soll der leere Haken bei ausgelöster Sperrvorrichtung von selbst niedergehen, so werden, wenn das Eigengewicht des Hakens hierzu nicht genügt, demselben besondere Belastungsgewichte aus Gusseisen aufgesetzt. Die Fig. 4 bis 9, Taf. 3 zeigen verschiedene Formen dieser Gewichte. Sie werden entweder voll, meist aber hohl gegossen, um später am fertigen Hebezeug das zum Niedergang des Hakens erforderliche Gewicht durch Bleieinguss genau herstellen zu können. Endlich schaltet man, um Überanstrengungen und daraus hervorgehende Brüche der Lastorgane und Windwerkteile zu verhüten, nach Fig. 11 und 12, Taf. 3 Federn zwischen Haken und Seil oder Kette ein. Dieselben fangen die Stösse, wie sie bei unvorsichtigem Anziehen und Niederlassen der Last vorkommen, auf und machen sie unschädlich; solche Federn sind namentlich bei Hebezeugen mit Elementarkraftbetrieb und grosser Lastgeschwindigkeit zu empfehlen. Die Anordnung in Fig. 11, Taf. 3 ist von Haniel & Lueg in Düsseldorf, diejenige in Fig. 12, Taf. 3 von der Maschinenfabrik Rhein & Lahn in Oberlahnstein.

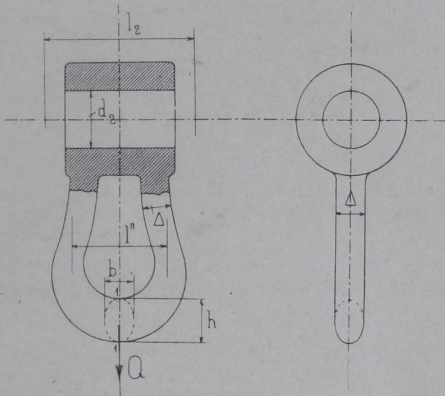
Rollende Lasthaken kommen bei manchen Drehkränen vor oder dienen zum Aufhängen und Verschieben von Flasenzügen. Die Fig. 10, 16 u. 17, Taf. 3 zeigen diesbezügliche Ausführungen nach Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden. In Fig. 10 ist der Haken in einem schmiedeeisernen Bügel befestigt, der in seinen oberen Augen die Zapfen für die Laufräder trägt, in Fig. 16 u. 17 hängt er in einem kleinen Rollwagen aus Gusseisen oder Stahlguss, dessen Laufräder lose auf ihren Achsen bzw. Zapfen sitzen.

Ösen dienen zum Befestigen des freien Seil- oder Kettenendes bei Rollenzügen, bisweilen auch wie die

Haken zum Einhängen von Lasten. Bei Flaschenzügen haben sie gewöhnlich die in Fig. 59 des Textes und Fig. 14, Taf. 3 angegebene Form, während Fig. 15, Taf. 3 eine Ausführung zeigt, wie sie Vaughan u. Son in Manchester für Hakenzwecke verwenden.

Zur Berechnung des gefährlichen Querschnittes 1—1 in Fig. 59 des Textes dient, wenn man die Ösen-

Fig. 59.



schleife als einen fest eingespannten Träger ansieht, nach der Biegezugfestigkeit die Beziehung

$$Q \frac{l''}{8} = 0,1 b \cdot h^2 \cdot k_b \dots \dots \dots 96$$

mit  $l''$  als Abstand von Mitte bis Mitte Aufhängung,  $b$  und  $h$  als Breite bzw. Höhe des fraglichen Querschnittes.

Bei elliptischer Form des letzteren ist  $b$  ungefähr  $\frac{2}{3} h$ , bei runder  $b = h$ ;  $k_b$  kann bis zu 750 kg/qcm für Schweiss- und Flusseisen angenommen werden.

Der Durchmesser  $d_2$  der Bolzen, an welchen die Ösen hängen, bestimmt sich nach der Biegezugfestigkeit für Fig. 59 des Textes und Fig. 14, Taf. 3 aus

$$Q \frac{l_2}{8} = 0,1 d_2^3 \cdot k_b \dots \dots \dots 97$$

für Fig. 15, Taf. 3 aus

$$\frac{Q}{2} l_2 = 0,1 d_2^3 \cdot k_b \dots \dots \dots 98$$

während die Scherfestigkeit in jedem Falle die Beziehung

$$Q = 2 d_2^2 \frac{\pi}{4} k_s \dots \dots \dots 99$$

liefert.  $l_2$  ist die in den Figuren eingetragene Entfernung,  $k_b$  kann für Schweiss- und Flusseisen bis zu 750, für Flussstahl bis zu 1000 kg/qcm,  $k_s$  bis zu 450 bzw. 600 kg/qcm angenommen werden.

Der Bolzen in dem Querhaupt der Fig. 15, Taf. 3 ist wie ein Hakenschaft, sein Durchmesser  $d_1$  also nach Gl. 75 auf S. 55 zu berechnen. Für die Zahl  $i$  der konischen Stahlrollen vom mittleren Durchmesser  $\delta_0$  und der Länge  $l_0$  derselben Figur dürfte die Beziehung

$$i \cdot \delta_0 \cdot l_0 \geq 6 \frac{Q}{1000} \dots \dots \dots 100$$

eine genügend niedrige Flächenpressung liefern.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

**Beispiele.**

1. Es sind die Verhältnisse eines einfachen Lasthakens nach Fig. 1 oder 2, Taf. 3 für  $Q = 6000$  kg Maximallast zu berechnen.

Zur Berechnung der Hakenkehle ist zunächst der Maulradius des Hakens gemäss Gl. 84 auf S. 58

$$w = \frac{6000}{200} + 15 \text{ bis } \frac{6000}{200} + 20 = 45 \text{ bis } 50 \text{ mm}$$

zu nehmen. Entscheiden wir uns für den kleinsten Wert

$$w = 45 \text{ mm}$$

und wählen weiter das Höhenverhältnis des gefährlichen Querschnittes 1—1 nach Gl. 85 auf S. 58 zu

$$x = \frac{h}{w} = 2,4,$$

so folgt die Höhe dieses Querschnittes zu

$$h = 2,4 \cdot 45 = 108 \text{ mm.}$$

Bei Trapezform des letzteren (Fig. 1, Taf. 3) ergibt sich dann aus Gl. 86 auf S. 58 für  $k_2 = 1000$  kg/qcm die innere, grössere Breite

$$b = 12,6 \frac{6000}{10,8 \cdot 1000} = 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm,}$$

die äussere, kleinere Breite

$$b_1 = \frac{7}{1 + 2,4} = \sim 3 \text{ cm} = 30 \text{ mm,}$$

wobei nach Gl. 89 auf S. 58 die Druckspannung an der äusseren Seite mit einem Schwerpunktsabstand

$$e = \frac{10,8 \cdot 7 + 2 \cdot 3}{3 \cdot 7 + 3} = 4,68 \text{ cm,}$$

$$e_1 = 10,8 - 4,68 = 6,12 \text{ cm}$$

$$\sigma_1 = -1000 \frac{6,12}{4,68 (1 + 2,4)} = \sim -385 \text{ kg}$$

betragen würde. Für die Rechteckform des gefährlichen Querschnittes (Fig. 2, Taf. 3) folgt aus Gl. 87 auf S. 58 eine Breite

$$b = 9,8 \frac{6000}{10,8 \cdot 1000} = 5,45 \text{ cm} = 54,5 \text{ mm}$$

und nach Gl. 89 auf S. 58 eine Druckspannung an der äusseren Kante, da hier  $e_1 = e$  ist, von

$$\sigma_1 = -1000 \frac{1}{1 + 2,4} = \sim -294 \text{ kg.}$$

Die Querschnitte  $f$  bei trapezförmiger und rechteckiger Form würden sich somit wie

$$\frac{1}{2} (7 + 3) 10,8 : 5,45 \cdot 10,8 = 5 : 5,45$$

verhalten. Die äussere Begrenzung der Hakenkehle wird bei gehöriger Abrundung der einzelnen Querschnitte passend durch einen Kreisbogen von 130 mm Radius gebildet, die Länge des Hakens von Mitte Maul bis Unterkante Querhaupt oder Schekel

$$h + 2w = 108 + 2 \cdot 45 = 198 \text{ oder } \sim 200 \text{ mm}$$

gewählt.

Der Hakenschaft ist mit Gewinde und Mutter im Querhaupt bzw. Schekel befestigt. Für den äusseren Durchmesser  $d$  des Gewindes folgt aus Gl. 76 auf S. 55 mit

$$d^2 \frac{\pi}{4} = 2,4 \cdot 6 = 14,4 \text{ qcm}$$

$$d = \sim 4,3 \text{ cm,}$$

wofür der nächstliegende Wert der Whitworth'schen Schraubentabelle

$$d = 1 \frac{3}{4} \text{ engl.} = 44,4 \text{ mm}$$

genommen ist. In dem Loch des Querhauptes erhält der Schaft passend einen Durchmesser

$$d_s = 48 \text{ mm.}$$

Für die Kugelverlagerung in Fig. 1, Taf. 3 liefert Gl. 91 auf S. 59 die Beziehung

$$i \cdot \delta_0^2 \geq 3 \cdot 6 \text{ oder } \geq 18.$$

Bei einem Durchmesser der Kugeln  $\delta_0 = 0,95$  cm muss demnach die Zahl derselben

$$i \geq \frac{18}{0,9} \text{ oder } \geq 20$$

sein. In der Zeichnung sind 20 Kugeln angegeben.

Das Querhaupt in Fig. 1, Taf. 3 erhält eine Lochwandung  $m = 2,5$  cm und einen Abstand von Mitte bis Mitte Zapfen  $l' = 13,6$  cm. Wird es aus Flusstahl hergestellt, so muss seine Höhe nach Gl. 95a auf S. 60

$$h_s = 0,97 \sqrt[6]{\frac{13,6}{2,5}} = 5,53 \text{ cm oder } \sim 56 \text{ mm}$$

betragen. Die Zapfen des Querhauptes verlangen bei einer Länge  $2l_2 = 0,6d_2$  nach Gl. 94a auf S. 60 einen Durchmesser

$$d_2 = 1,37 \sqrt{6} = 3,36 \text{ cm oder } \sim 35 \text{ mm}$$

und also eine Länge

$$2l_2 = 0,6 \cdot 35 = 21 \text{ mm.}$$

Der Schekel in Fig. 2, Taf. 3 kann im Bügel nach der Tabelle auf S. 50, Elementarkraftbetrieb vorausgesetzt, einen Durchmesser

$$\Delta = 33 \text{ mm}$$

bekommen. Für das Verbindungsstück liefert die Gl. 92a auf S. 60 für einen Abstand

$$l' = 2,5 \cdot 4,8 \text{ bis } 3,3 \cdot 4,8 = 12 \text{ bis } 16 \text{ cm}$$

oder

$$l' = 14,5 \text{ cm}$$

und eine Wandstärke  $m = 2,5$  cm, sowie Schweisseisen als Material eine Höhe

$$h_s = 0,79 \sqrt[6]{\frac{14,5}{2,5}} = 4,66 \text{ cm oder } \sim 48 \text{ mm.}$$

2. Es sind die Verhältnisse eines Doppelhakens nach Fig. 3, Taf. 3 für eine Maximallast  $Q = 25000$  kg zu bestimmen.

Für die Hakenkehle liefert zunächst die Gl. 84 auf

S. 58 mit  $\frac{Q}{2} = 12500$  kg für  $Q$  einen Maulradius

$$w = \frac{12500}{400} + 30 \text{ bis } \frac{12500}{400} + 35 = 61,25 \text{ bis } 66,25 \text{ mm,}$$

wofür

$$w = 65 \text{ mm}$$

genommen werden soll. Anschliessend an den weiter unten berechneten Schaftdurchmesser  $d_s$ , der nach der Kehle hin bis auf  $h_x = 10$  cm verstärkt ist, wurde mit dem Radius  $w$  nach Gefühl das Doppelmaul des Hakens aufgetragen. Für den in der rechten Hälfte der Figur angedeuteten Querschnitt 1—1 ergibt sich dann eine Höhe  $h = 18$  cm und eine Breite  $b = h_x = 10$  cm. Zur Vereinfachung der Rechnung wurde ferner die Form des Querschnittes 1—1 in eine, punktiert eingetragene, elliptische von annähernd gleichem Widerstand verwandelt. Für sie folgt mit  $r = 21$  cm aus der unterhalb der Gl. 90 auf S. 59 angeführten Beziehung für  $x$  der Wert

$$x = \frac{1}{4} \left( \frac{18}{2 \cdot 21} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{18}{2 \cdot 21} \right)^4 + \frac{5}{64} \left( \frac{18}{2 \cdot 21} \right)^6 + \dots$$

$$x \approx 0,05,$$

sowie aus Gl. 90 selbst mit

$$f = 10 \cdot 18 \frac{\pi}{4} = \sim 141 \text{ qcm, } \alpha_1 = 20^\circ, a = 8,5 \text{ cm}$$

eine grösste Zugspannung

$$\sigma = \frac{12500}{141} \left( 0,342 - \frac{8,5}{21} + \frac{8,5}{0,05 \cdot 21 \cdot 21 - 9} \right) = \sim 532,5 \text{ kg.}$$

Dieselbe bleibt genügend weit unter der zulässigen Materialspannung  $k_z$ . Auch für die in der linken Hälfte der Figur punktiert eingetragene Einschnürung des Hakens in der vertikalen Mittellinie würde  $\sigma$  die zulässigen Werte von  $k_z$  nicht übersteigen, da mit

$$h = 13,2 \text{ cm, } b = 10 \text{ cm, } r = 15 \text{ cm, } a = 8 \text{ cm, } \alpha = 32^\circ,$$

$$x = \frac{1}{4} \left( \frac{13,2}{2 \cdot 15} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{13,2}{2 \cdot 15} \right)^4 + \frac{5}{64} \left( \frac{13,2}{2 \cdot 15} \right)^6 + \dots = 0,0532$$

und

$$f = 10 \cdot 13,2 \frac{\pi}{4} = \sim 104 \text{ qcm}$$

$$\sigma = \frac{12500}{104} \left( 0,5299 - \frac{8}{15} + \frac{8}{0,0532 \cdot 15 \cdot 15 - 6,6} \right) = \sim 946 \text{ kg}$$

wird. Für das Gewinde des Hakenschaftes liefert Gl. 76 auf S. 55, wenn mit Rücksicht auf eine Beschränkung der Dimensionen des schweren Hakens nur

$$d^2 \frac{\pi}{4} = 2 \frac{Q}{1000}$$

gesetzt wird, einen Querschnitt von

$$d^2 \frac{\pi}{4} = 2 \cdot 25 = 50 \text{ qcm,}$$

dem ein äusserer Gewindedurchmesser von

$$d = 3 \frac{1}{4} \text{ engl.} = 82,55 \text{ mm}$$

genügt. In der Traverse ist der Schaftdurchmesser

$$d_s = 83 \text{ mm.}$$

Für die Kugelverlagerung ergibt sich aus Gl. 91 auf S. 59 der Wert

$$i \cdot \delta_0^2 \geq 3 \cdot 25 \text{ oder } \geq 75$$

oder mit  $\delta_0 = 1,9$  cm Kugeldurchmesser

$$i \geq \frac{75}{3,61} \text{ oder } \geq 20,8.$$

In der Figur sind 22 Kugeln angegeben.

Das Querhaupt ist aus Flusstahl hergestellt. Die Zapfen müssen nach Gl. 94a auf S. 60 einen Durchmesser

$$d_2 = 1,37 \sqrt{25} = \sim 6,85 \text{ cm oder } \sim 68 \text{ mm}$$

bekommen, wobei eine Zapfenlänge

$$2l_2 = 0,6 \cdot 68 = 40,8 \text{ cm oder } \sim 40 \text{ mm}$$

vorausgesetzt ist. Die Traversenhöhe bestimmt sich nach Gl. 95a auf S. 60 für  $m = 4,5$  cm Stärke der Lochwandung und  $l' = 22,5$  cm Abstand von Mitte bis Mitte Zapfen zu

$$h_s = 0,97 \sqrt[6]{\frac{22,5}{4,5}} = 10,8 \text{ cm oder } \sim 110 \text{ mm.}$$

3. Welche Verhältnisse muss die in Fig. 15, Taf. 3 dargestellte Ose mit Aufhänge- und Querbolzen für  $Q = 10000$  kg Maximallast erhalten?

Der nach dem ersten Entwurf zu wählende Abstand von Mitte bis Mitte Bügel ist  $l'' = 16$  cm. Die zulässige Materialspannung soll zu 600 kg/qcm angenommen werden. Hiermit lautet Gl. 96 auf S. 61

$$10000 \frac{16}{8} = 0,1 b \cdot h^2 \cdot 600,$$

woraus für  $b = \frac{2}{3} h$  eine Höhe des gefährlichen Querschnittes 1—1

$$h = \sqrt[3]{1,5 \frac{10000 \cdot 16}{8 \cdot 0,1 \cdot 600}} = 7,9 \text{ cm}$$

folgt. In der Zeichnung ist die Höhe und Breite mit

$$h = 78 \text{ mm und } b = 58 \text{ mm}$$

angegeben.

Der flusstählerne Aufhängebolzen ist aus Gl. 75 auf S. 55 zu berechnen. Dieselbe liefert für  $k_z = 600$  kg/qcm

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{10000}{600} = 16,66 \text{ qcm}$$

oder

$$d_1 = 4,6 \text{ cm} = 46 \text{ mm.}$$

Der Querbolzen ist ebenfalls aus Flusstahl hergestellt. Sein Durchmesser muss nach Gl. 98 u. 99 auf S. 61 be-

stimmt werden. Die erste von beiden Gleichungen verlangt mit  $l_2 = 2 \text{ cm}$  und  $k_z = 1000 \text{ kg/qcm}$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10000}{2} \cdot \frac{2}{0,1 \cdot 1000}} = 4,6 \text{ cm} = 46 \text{ mm},$$

die zweite mit  $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$  nur

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{10000}{2 \cdot 600} = 8,33 \text{ qcm}$$

oder

$$d_2 = 3,3 \text{ cm}.$$

Für die Rollenverlagerung des Aufhängebolzen ergibt sich aus Gl. 100 auf S. 61 der Wert

$$i \cdot d_0 \cdot l_0 \geq 6 \cdot 10 \text{ oder } \geq 60.$$

Für eine Länge  $l_0 = 3 \text{ cm}$ , einen mittleren Durchmesser  $d_0 = 2 \text{ cm}$  der konischen Rollen sind dann

$$i \geq \frac{60}{2 \cdot 3} \text{ oder } \geq 10$$

Rollen nötig. In der Zeichnung sind deren 12 vorgesehen.

### § 22.

#### Die Leit- und Hakenrollen.

Selten bildet die feste oder lose Rolle eine Hebevorrichtung für sich; meistens treten sie in Verbindung mit einem anderen Hebezeug auf oder ergeben, wie die Rollenzüge, durch ihre Vereinigung ein solches. Ausser der Rolle selbst bestehen beide aus einem Rollenbolzen und dem Gestell zu dessen Verlagerung. Das letztere enthält bei der losen Rolle, die auch wohl als Flasche bezeichnet wird, noch das Querhaupt zur Aufnahme des Hakens.

Der Bolzen der Leit- und Hakenrollen sitzt meistens fest, seltener drehbar in den Augen des Gestelles. Bei feststehendem Bolzen wird die Rolle vielfach ausgebuchst. In jedem Falle ist für genügende Schmierung zu sorgen. Hierzu dienen gewöhnlich Staufferbuchsen mit konsistentem Fett, welche den Enden des Rollenbolzens oder den Naben der Rollen aufgeschraubt werden (s. Taf. 4). Sitzt der Rollenbolzen fest im Gestell, so wird er in ihm durch Nase oder Keil gehalten. Auch benutzt man zu diesem Zweck jetzt vielfach zwei Scheiben, die mit dem Gestell vernietet und von unten etwas in den Bolzen eingelassen werden (s. Fig. 1, Taf. 4).

Für die Berechnung des Rollenbolzens ist neben der Biegezugfestigkeit die Rücksicht massgebend, dass die Flächenpressung zwischen ihm und der Rollennabe den zulässigen Wert nicht übersteigt. Bezeichnet

- $d_0$  den Durchmesser,
- $l_0$  die Länge des Bolzens zwischen den Augen,
- $l_1$  den Abstand von Mitte bis Mitte Auge,
- $Z$  den grössten Druck der Rolle auf den Bolzen,
- $p$  die zulässige Flächenpressung zwischen beiden in kg/qcm der Projektionsfläche,

so gilt bezüglich der Flächenpressung die Beziehung

$$Z = l_0 \cdot d_0 \cdot p \dots \dots \dots 101$$

während nach der Biegezugfestigkeit

$$Z = 0,1 d_0^3 \cdot k_b \dots \dots \dots 102$$

ist. Das Material des Bolzens ist in der Regel Flussstahl. Hierfür kann, ohne dass der Verschleiss die zulässigen Grenzen übersteigt,

- bei Rollen mit Rotgussbuchse  $p$  bis zu  $100 \text{ kg/qcm}$ ,
- bei solchen ohne Rotgussbuchse  $p$  bis zu  $75 \text{ kg/qcm}$

betragen. Höhere Werte, und zwar bis zu 50% der angegebenen, sind nur bei Handbetrieb, bei sehr schweren Lasten und in Fällen, wo die Maximallast nur selten zu heben ist, statthaft. Die zulässige Materialspannung ist bei feststehendem Bolzen

für Flussstahl  $k_b$  bis zu  $1000 \text{ kg/qcm}$ ,

bei sich drehendem Bolzen nur halb so gross zu wählen. Der Zapfendruck  $Z$  kann bei der festen Rolle nach der auf S. 24 angegebenen Gleichung berechnet oder graphisch aus dem Kräfteparallelogramm bestimmt werden. Bei der losen Lastrolle ist  $Z$  stets gleich  $Q$ . Hierfür, sowie mit  $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$ , wenn man für  $l_1$  den meist gewählten Abstand  $l_0$  einführt, erhält man aus den obigen Gleichungen für den Zapfendurchmesser einer Hakenrolle die Werte

$$d_0 = \frac{Q}{l_0 \cdot p} \dots \dots \dots 101a$$

$$d_0 = 1,16 \sqrt[3]{\frac{Q}{1000} l_0} \dots \dots \dots 102a$$

von denen natürlich der grössere beizubehalten ist.

Das Gestell der Leitrollen besteht, falls es nicht einen Teil eines anderen Gestelles bildet, aus zwei Augen und der sie verbindenden Befestigungsplatte. Fig. 60 auf S. 64 giebt die gebräuchliche Ausführung in Gusseisen, die sowohl hängend als auch stehend verwendet werden kann. In Schmiedeeisen bildet man das Gestell der festen Rolle wie das einer losen Hakenrolle (s. Fig. 61 des Textes) aus und benutzt den eingesetzten Haken zum Aufhängen der Rolle.

Das Gestell der losen Rolle zeigt weit mehr Verschiedenheit in der Ausführung. Fig. 61 des Textes giebt zunächst den einfachen geschmiedeten Bügel, der in den Augen des Bolzens behufs sicherer Verlagerung desselben zweckmässig verstärkt wird. Um das Austreten des Lastorganes von der Rolle zu verhüten, umgreift der Bügel die letztere vielfach (wie punktiert in Fig. 61 des Textes). Für kleinere Lasten wird der Bügel dann nicht geschmiedet, sondern aus Stahl- oder Temperguss hergestellt, während er für schwere Lasten nach Fig. 3, Taf. 4, einer Ausführung der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon entsprechend, aus zwei getrennten schmiedeeisernen Schilden besteht, die durch zwei Seitenbolzen und das Querhaupt zusammengehalten werden. An Stelle dieser dreiarbig gebildeten Schmiedeteile verwendet man auch zwei Bleche als Schilde. Diese ohne weitere Verstärkung für den Rollenbolzen zu benutzen, wie in Fig. 9, Taf. 4, ist nicht zu empfehlen; ratsam ist es mit Rücksicht darauf, dass der Bolzen und die Zapfen die genügende Auflagefläche erhalten, jedem Schild eine Flacheisenschiene zur Verstärkung aufzunieten, wie dies in Fig. 1, 2, 6, 7 u. 8, Taf. 4 angedeutet ist. Hat man damit zu rechnen, dass die

Hakenflasche unter Umständen zu hoch gezogen werden und gegen andere Teile schlagen kann, so lässt man die Flacheisenschienen, wie Fig. 7, Taf. 4 nach einer Ausführung von H. Rieche in Wetter a. d. Ruhr zeigt, bis zum oberen Rande der Rollen durchgehen und verbindet sie hier durch ein Prellblech. Die Schilde der Flasche nach Fig. 4, Taf. 4 aus Gusseisen zu machen oder das Gestell derselben wie in Fig. 5, Taf. 4 in einem Stück zu giessen, ist zwar billiger als die Ausführung in Schmiedeeisen, dürfte sich aber wegen der Unzuverlässigkeit des Gusseisens nur für Hebezeuge mit Handbetrieb und geringer Lastgeschwindigkeit empfehlen.

für Schweisseisen

$$b \cdot s \geq 1,7 \frac{Q}{1000}$$

für Stahl- oder Temperguss

$$b \cdot s \geq 2,5 \frac{Q}{1000}$$

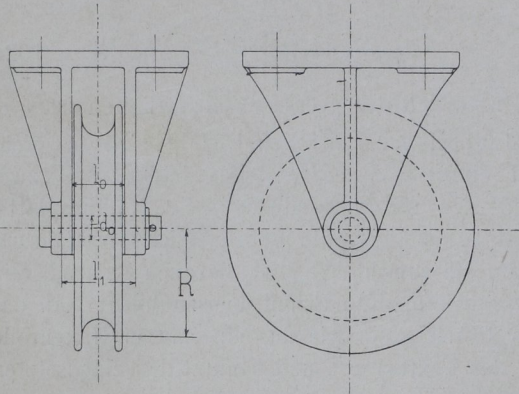
103

gemacht wird.

**Beispiele.**

1. Die in Fig. 1, Taf. 4 dargestellte Hakenflasche gehört einem für 6000 kg Maximallast konstruierten Laufkran der Gebr. Scholten in Duisburg an. Wie berechnen sich die Hauptdimensionen der Flasche?

Fig. 60.



25.48

Fig. 61.

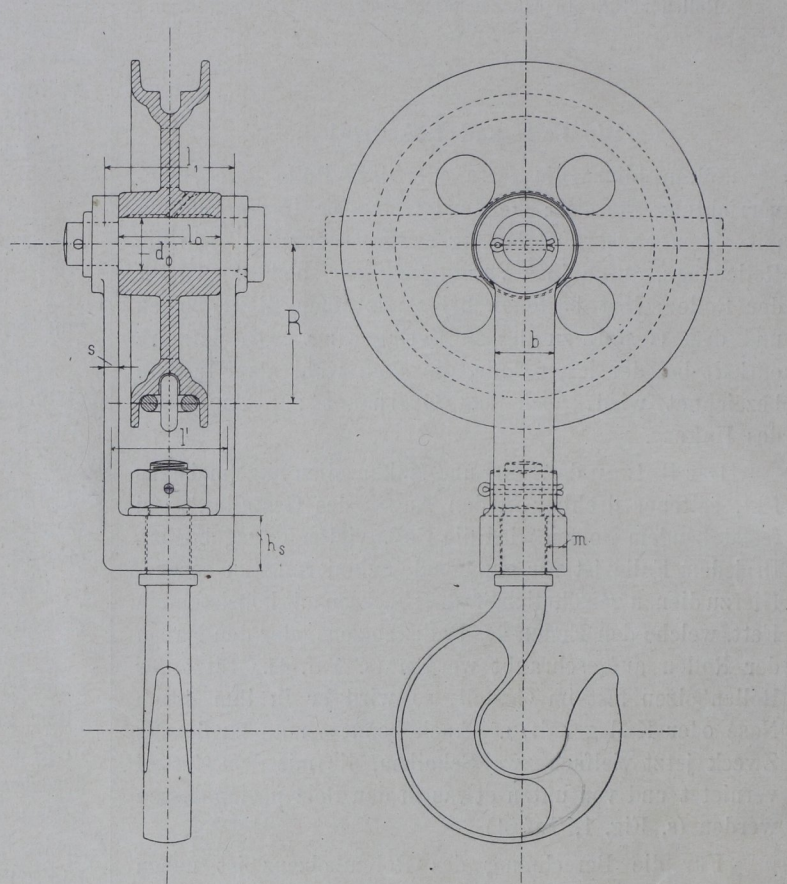


Fig. 9 u. 10, Taf. 4 zeigen Vorrichtungen, um die lose Lastrolle ausschalten und kleinere Lasten mit doppelter Geschwindigkeit heben zu können. In Fig. 9 dient hierzu nach der Maschinenfabrik Rhein u. Lahn in Oberlahnstein ein kleiner Zahn, der nach einer Drehung des Flaschengestelles in ein Kettenglied eingehakt wird, in Fig. 10 hängt die Rolle nach der Ausschaltung in einer Seilschlinge. Fig. 11, Taf. 4 bringt schliesslich die Verbindung einer losen Rolle mit einem Federgehänge für den Haken.

Die Breite  $b$  und Stärke  $s$  des Bügels oder der Schilde einer Hakenflasche werden genügend stark sein, wenn

Für den Rollenbolzen ergibt sich bei einem Abstand  $l_0 = 11,7$  cm zwischen der Schilde und einer Flächenpressung  $p = 75$  kg/qcm aus Gl. 101 a u. 102a auf S. 63 ein Durchmesser

$$d_0 = \frac{6000}{11,7 \cdot 75} = 6,84 \text{ cm oder } \sim 70 \text{ mm}$$

und

$$d_0 = 1,16 \sqrt[3]{6 \cdot 11,7} = \sim 4,8 \text{ cm,}$$

von denen der grössere Wert beibehalten ist.

Die Schilde des Gestelles bestehen aus zwei Blechen von je 10 mm Stärke und zwei aufgenieteten, ebenso starken Flacheisen. Als tragend bezüglich des Hakens können aber nur die letzteren angesehen werden. Ihre Breite  $b$  muss deshalb nach Gl. 103 mit  $s = 1$  cm

$$b \geq \frac{1,7}{1} 6 \text{ oder } \geq 10,2 \text{ cm}$$

sein. In der Ausführung sind die Flacheisen

$$b = 150 \text{ mm}$$

breit gemacht.

2. Wie berechnen sich in gleicher Weise die Verhältnisse der schweren Hakenflasche für 25000 kg Maximallast in Fig. 3, Taf. 4, welche einer Ausführung der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon entspricht?

Gestattet man für den Rollenbolzen mit Rücksicht auf die sehr schwere Last von 25000 kg, wie auf S. 63 angegeben, eine um 50% höhere Flächenpressung als 75 kg/qcm, so folgt bei einem Abstände  $l_0 = 18,5$  cm aus Gl. 101a auf S. 63 ein Bolzendurchmesser

$$d_0 = \frac{25000}{18,5 \cdot 1,5 \cdot 75} = \sim 12 \text{ cm oder } 120 \text{ mm.}$$

Die Festigkeit verlangt nach Gl. 102a auf S. 63

$$d_0 = 1,16 \sqrt[3]{25 \cdot 18,5} = \sim 9 \text{ cm.}$$

In der Zeichnung ist der Durchmesser nur mit  $d_0 = 10$  cm eingetragen, so dass eine Flächenpressung von

$$p = \frac{25000}{18,5 \cdot 10} = \sim 135 \text{ kg/qcm}$$

noch als zulässig erachtet wurde.

Die Schilde sind in ihrem unteren Arme  $b = 16$  cm breit. Nach Gl. 103 auf S. 63 müssen sie also eine Stärke

$$s \geq \frac{1,7}{16} 25 \text{ oder } \geq 2,66 \text{ cm}$$

erhalten. Die Ausführung zeigt

$$s = 30 \text{ mm.}$$

37  
~~31~~  
112

$z = p \cdot l_0 \cdot d_0$   
 $p = \frac{z}{l_0 \cdot d_0}$

0.1. et 3