

unteren Streckbaum, welcher als stählernes Rohr ausgeführt ist, am Pfeiler zu befestigen. Je vier Träger liegen nebeneinander, die abgebildete Konstruktion ist daher 24 mal angebracht. Der Kämpfer oder Schuh, in welchen das Rohr hineinreicht, ist aus Schmiedeisen, die Sohlplatte desselben aus Gusseisen hergestellt. Kämpfer und Sohlplatte sind mittelst dreier Bolzen, deren äusserer Gewindedurchmesser d 159 mm beträgt, während der Ankerschaft 146 mm dick ist, an den Pfeiler befestigt. Die Anker sind in der Querrichtung entlastet, indem der Kämpfer mit zwei Falzen in die Sohlplatte eingreift, letztere sich aber auf das Quadermauerwerk stützt. Die Querbohrung im Kämpfer dient zur Aufnahme eines Bolzens, durch welchen die vier Kämpferstücke jedes Widerlagers gegeneinander verspannt werden.

Fünftes Kapitel.

Z a p f e n .

§. 89.

Verschiedene Arten von Zapfen.

Die Zapfen vermitteln die Drehung von Maschinentheilen um geometrische Achsen; sie erhalten deshalb Drehform und werden von den entsprechenden Hohlkörpern, Lagern, Büchsen, ganz oder theilweise umschlossen. Ein Zapfen wird entweder vorwiegend von der Seite, normal zu seiner geometrischen Achse gepresst, oder er empfängt den Druck vorwiegend in der Richtung seiner Achse oder seiner Längsrichtung. Demnach unterscheiden wir:

1. Seitendruck- oder Tragzapfen,
2. Längendruck- oder Stützzapfen.

Bei der Berechnung sind die Festigkeits- und die Reibungsverhältnisse in Betracht zu ziehen. An dem Maschinentheil, welchem ein Zapfen angehört, wird er auf verschiedene, seine Form bestimmende Arten angebracht. Die wichtigsten derselben werden nachstehend in Betracht gezogen.

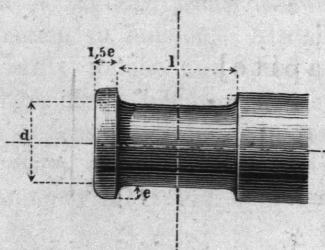
A. Tragzapfen.

§. 90.

Berechnung des Stirnzapfens.

Ein Tragzapfen, welcher nur an einer Seite mit dem Stücke, zu welchem er gehört, verbunden ist, heisst ein Stirnzapfen. Er

Fig. 275.



wird in der Regel cylindrisch gemacht, siehe Fig. 275, und erhält dabei mindestens am Wurzelende, meist auch am Scheitelende einen Anlauf, Anpass, Anbass, Bund, dessen Höhe e bei der Zapfendicke d man nehme:

$$e = 3 + \frac{7}{100} d \quad . \quad . \quad . \quad (88)$$

Ist der Seitendruck P , die Länge des Zapfens l , und die an der Zapfenwurzel durch die Biegung hervorgerufene Spannung $\mathfrak{S}$, so hat man wegen der Festigkeit zu nehmen:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \mathfrak{S}} \left(\frac{l}{d} \right) \sqrt{P}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (89)$$

Das Längenverhältniss $l : d$ bestimmt den Flächendruck zwischen Zapfen und Lager. Im neuen Zustande erfährt der zur Hälfte von dem Lager umfasste Zapfen den Flächendruck $p = P : ld$. Nach dem Einlaufen ist dieser Druck nicht mehr überall von derselben Grösse, sondern hat in der Sohllinie den Werth $p_0 = \frac{4}{\pi} p$, und in den um den Winkel β von der Sohllinie abstehenden Elementen den Werth $p' = \frac{4}{\pi} p \cos \beta$. Da das Verhältniss zwischen p_0 und p konstant ist, führen wir den letzteren Werth sowohl als den ersteren in die Rechnung ein.

Für einen gegebenen Werth von p ergibt sich aus dem Vorstehenden:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \mathfrak{S}}{16 p}} = \sqrt{\frac{\mathfrak{S}}{4 p_0}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (90)$$

Damit aber bei hohen Umdrehungszahlen die Abnutzung nicht zu stark werde, ist es zweckmässig, p kleiner als im stattlichen Maximum, und zwar verkehrt proportional der minutlichen Umlaufzahl n zu setzen, d. i. zu machen:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \mathfrak{S}}{16 a}} n \dots \dots \dots (91)$$

wobei a eine von den Materialien und Oelungszuständen abhängige Konstante bezeichnet. Setzt man (91) in (89) ein, so kommt:

$$d = \sqrt[4]{\frac{16 n}{\pi \mathfrak{S} a}} \sqrt{P} \dots \dots \dots (92)$$

Die grösseren beiden Werthe für d und $l:d$, welche aus den vier Gleichungen hervorgehen, sind anzuwenden. Die Grenze liegt bei $n : a = p_{\max}$.

Für die Konstanten gilt folgendes. Wenn der Zapfen dauernd einseitig belastet ist, so verdrängt er bei hohem Flächendruck das Oel leichter, als wenn er, wie z. B. bei der Dampfmaschinenkurbel, wechselweise in positiver und negativer Richtung gepresst wird. Im letzteren Falle wirkt der Zapfen im Lager pumpenkolbenähnlich und saugt das verdrängte Oel stets wieder an; man kann deshalb bei wechselseitiger Belastung p höher wählen, als bei einseitiger. Dies findet sich in der Praxis vielfach gethan. Dagegen hat die erstere Belastungsweise auch öfter eine stossartig wirkende Beanspruchung des Zapfens zur Folge, so dass es gut ist, $\mathfrak{S}$ bei ihr kleiner zu nehmen, als bei einseitiger Belastung. Bei Zapfen, welche nur eine gewisse Drehbarkeit haben sollen, kann p unbedenklich ziemlich hoch genommen werden. Solche Zapfen mögen als ruhende Zapfen gegenüber den regelmässig sich bewegenden, welche laufende Zapfen genannt werden können, bezeichnet werden. Die Konstante a aus Gleichung (91) ist aus der Praxis abzuleiten. Es ist indessen begreiflich, dass die praktischen Ausführungen starke Schwankungen in der Grösse von a zeigen, da bei kleinem a der Zapfen nicht etwa unbrauchbar wird, sondern höchstens mehr Abnutzung zeigt. Wichtig ist immer gute Oelung und deshalb die Anbringung von Schmierrinnen in den Lagern. Die von diesen Rinnen beanspruchte Fläche ist hier vernachlässigt. Man erhält brauchbare Werthe, wenn man unter der Voraussetzung, dass bronzene Lagerschalen oder Hülsen angewandt sind, für einseitige Belastung $a = 75$, für wechselseitige

$a = 150$ setzt. Hiernach ist folgende Zusammenstellung für schmiedeiserne, gusseiserne und gussstählerne Zapfen, in Bronze laufend, gebildet:

Formeln für die Stirnzapfen (93)

		Einseitige Belastung			Wechselseitige Belastung.		
		Schm.	Gss.	Gsst.	Schm.	Gss.	Gsst.
Ruhende Zapfen	$p_0 =$	6	3	10	6	3	10
	$\odot =$	6	3	10	6	3	10
	$\frac{l}{d} =$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	$d =$	$0,65 \sqrt{VP}$	$0,92 \sqrt{VP}$	$0,50 \sqrt{VP}$	$0,65 \sqrt{VP}$	$0,92 \sqrt{VP}$	$0,50 \sqrt{VP}$
Lauf. Zapfen $n \geq 150$	$p =$	0,5	0,25	0,5	1,0	0,5	1
	$\odot =$	6	3	10	5,0	2,5	8,33
	$\frac{l}{d} =$	1,5	1,5	1,94	1,0	1,0	1,3
	$d =$	$\frac{9}{8} \sqrt{VP}$	$1,6 \sqrt{VP}$	$1,0 \sqrt{VP}$	$1,0 \sqrt{VP}$	$1,4 \sqrt{VP}$	$0,88 \sqrt{VP}$
Raschlaufende Zapfen $n \geq 150$	$a =$	75	—	75	150	—	150
	$\odot =$	6	—	10	5,0	—	8,33
	$\frac{l}{d} =$	$0,13 \sqrt{n}$	—	$0,17 \sqrt{n}$	$0,08 \sqrt{n}$	—	$0,10 \sqrt{n}$
	$d =$	$0,92 \sqrt{\frac{l}{d} VP}$	—	$0,71 \sqrt{\frac{l}{d} VP}$	$1,01 \sqrt{\frac{l}{d} VP}$	—	$0,78 \sqrt{\frac{l}{d} VP}$

Wenn $n > 150$, so ermittelt man zuerst $l : d$, rundet ab und setzt den Werth in die Schlussformel ein.

Hohle Stirnzapfen. Bezeichnet d_0 den äusseren, d_1 den inneren Durchmesser, d denjenigen des gleichwerthigen vollen Zapfens, $\psi = d_1 : d_0$ das Hohlungsverhältniss, und soll der hohle Zapfen dieselbe Länge erhalten, wie der volle, so ist zu nehmen:

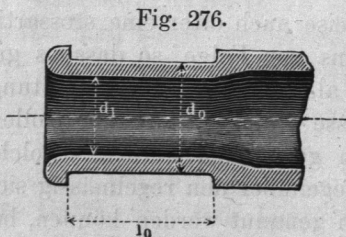
$$\frac{d_1}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \psi^4}} \quad . . \quad (94)$$

Soll er aber dasselbe Längenverhältniss mit dem vollen Zapfen haben:

$$\frac{d_0}{d} = \frac{1}{\sqrt{1 - \psi^4}} \quad (95)$$

woraus folgende Zahlenreihe hervorgeht:

$d_1 : d_0 = \psi$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8
$1 : \sqrt[3]{1 - \psi^4}$	1,01	1,02	1,05	1,10	1,14	1,19
$1 : \sqrt{1 - \psi^4}$	1,01	1,03	1,06	1,15	1,21	1,30



In beiden Fällen entsteht für den hohlen Zapfen ein kleinerer Flächendruck als für den vollen. Das Hohlungsverhältniss 0,6 ist häufig; hohle Zapfen kommen bei gusseisernen, neuerdings auch bei gussstählernen hohlen Achsen und Wellen zur Anwendung.

Die Bronzelegirungen und ihre Surrogate, als Weissmetall, Hartblei u. s. w., eignen sich deshalb besonders zu Lagern, weil sie einen hohen Flächendruck vertragen, ohne dass der Reibungskoeffizient*) übermässig steigt. Bei gusseisernen Zapfenumhüllungen kann, wenn die Umlaufzahlen gering sind, so verfahren werden, als ob Bronze angewandt wäre. Dies gilt z. B. von den Zapfen an Aufzugmaschinen mit Handbetrieb. Für dauernden starken Betrieb dagegen eignen sich aber gusseiserne Zapfenhüllen nur, wenn der Flächendruck klein gewählt wird. Vergl. das folgende Kapitel. Holzschalen vertragen einen hohen Flächendruck, doppelt so viel und mehr, als Bronze, wenn sie im Wasser laufen oder benetzt gehalten werden. Bei Wellen, welche 60 bis 80 Umdrehungen in der Minute nicht überschreiten, hat man harte hölzerne Lagerschalen auch bei blosser Oelschmierung bewährt gefunden. An den Mühlspindeln hinwiederum sind in der Büchse Zapfenhüllen von Weidenholz, also ganz weichem Holz, sehr bewährt gefunden worden. Hier übersteigt die Umlaufzahl 100, der Flächendruck ist aber ungemein klein**).

§. 91.

Beispiele und Tabelle zu den Stirnzapfen.

In der folgenden Tafel sind Ergebnisse der Formeln unter (93) für die laufenden Zapfen, bei denen $n \leq 150$ ist, zusammengestellt.

1. *Beispiel.* Ein rückschlächtiges Wasserrad von 30 000 kg Gewicht fasst während des Ganges 6 cbm Wasser. Die symmetrisch angeordneten Zapfen der gusseisernen Achse des Rades erfahren demnach jeder eine (einseitige) Belastung von $15\,000 + 3\,000 = 18\,000$ kg. Es ist ihnen demnach gemäss Spalte 4, Z. 30 eine Dicke von ~ 220 mm und eine Länge von 330 mm zu geben; Anpasshöhe 26 mm.

2. *Beispiel.* Ein schmiedeiserner Kurbelzapfen für dieselbe, aber wechselseitig wirkende Belastung hätte nach Sp. 6, Z. 21 bis 22 den Durchmesser $d = 135$ mm und eine ebensogrosse Länge zu erhalten. In Guss-

*) Vergl. §. 96.

**) Ueber andere, noch mehr aussergewöhnliche Lagerungsmaterialien siehe §. 97.

stahl ausgeführt, erhielt er nach Sp. 8, Z. 20 die Dicke $d \sim 120$ und die Länge $l = 1,3 \cdot 120 = 156$ mm.

3. *Beispiel.* Die Zapfen der hohlen gusseisernen Hauptbalancier-Achse der Wasserhaltungsmaschine auf Bleyberg in Belgien sind einseitig belastet mit je 140 550 kg*) und haben das Hölhlungsverhältniss 0,5. Wir würden denselben nach (93) und (94) die Dicke

$$d_0 = 1,02 \cdot 1,6 \sqrt{140\,550} \sim 1,02 \cdot 600 = 612 \text{ mm}$$

und eine Länge $l_0 = 1,5 \cdot 600 = 900$ mm geben, wobei der Flächendruck p etwas unter 0,25 kg ausfiele. Man hat genommen $d_0 = 500$, $l_0 = 460$ mm (was einer Spannung von 2,9 kg an der Zapfenwurzel entspricht), aber die Schale nur 400 mm lang gemacht. Deshalb stellte sich der Flächendruck p auf $140\,550 : 500 \cdot 400 = 0,7$ kg, was entschieden zu hoch ist. Im Betrieb erfuhren auch die Zapfen stets Erwärmung, so dass Wasserkühlung angeordnet werden musste**).

In der Maschinenpraxis findet man wenig Gleichförmigkeit in der Behandlung der Zapfen. Manchmal findet man den Unterschied zwischen einseitiger und wechselseitiger Belastung unterschieden beachtet, in anderen Fällen aber auch nicht. Bei Lokomotivkurbeln z. B. ist p sehr häufig > 1 , gelegentlich sogar > 2 , ja bei Querhäuptern dieser Maschinen mehr als 3. Daneben wird bei grossen Schiffsmaschinen am Kurbelzapfen p ziemlich niedrig gefunden***). Sorgfältige Oelung ist immer unerlässliches Erforderniss.

Für die Zapfen von grosser Umlaufzahl ergeben sich grössere Längenverhältnisse als die oben benutzten.

4. *Beispiel.* Die Eisenbahnachsen haben bei uns zwischen 200 und 300 Umdrehungen in der Minute; häufig ist $n = 270$. Hierfür ergibt sich aus der vorletzten Formelreihe in (94) für die schmiedeiserne Achse $l : d = 0,13 \sqrt{270} \sim 2,14$. Die Längenverhältnisse 1,8 und 2 sind häufig. Bei Ventilatoren kommen Umlaufzahlen bis zu 1200 und mehr vor. Für $n = 1200$ ergibt die Formel $l : d = 0,13 \cdot \sqrt{1200} = 4,5$, bei Gussstahl $l : d = 0,17 \cdot \sqrt{1200} = 5,9$. Die ausgezeichneten Ventilatoren von Sturtevant in Boston haben gussstählerne Wellen, deren Zapfen das Längenverhältniss 5 bis 6 zeigen.

*) S. Portefeuille de John Cockerill I, S. 189.

**) Die später erbaute Maschine auf Grand Hornu zeigt bei schmiedeisenen Zapfen p nur $= 0,51$, also fast genau wie oben.

***) Z. B. wie Marks, Crank pins and journals, Philadelphia bei Kildare, 1878, zeigt, auf der Swatara $p = 0,28$, Saco $p = 0,29$, Wampanoag $p = 0,51$, Wabash $p = 0,33$. Bei diesen Maschinen, von denen die dritte 100" engl. Cylinderdurchmesser, 16" Kurbelzapfendicke, 27" Kurbelzapfenlänge hat, beträgt die Spannung $\mathcal{E}$ an der Zapfenwurzel der vorigen Reihenfolge nach: $\mathcal{E} = 2,84, 2,16, 7,41$ (I), 1,93. Beide Werthreihen zeigen starke Schwankungen.

Tabelle über die Stirnzapfen.

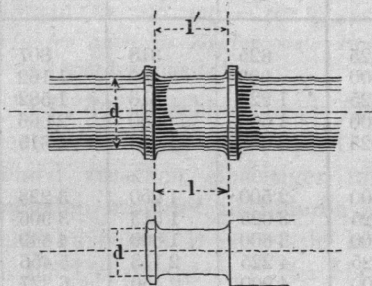
d	e	Einseitige Belastung P			Wechselseitige Belastung P		
		Schm.	Gss.	Gsst.	Schm.	Gss.	Gsst.
		$\frac{l}{d} = 1,5$	$\frac{l}{d} = 1,5$	$\frac{l}{d} = 1,94$	$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{l}{d} = 1,3$
25	5	494	244	625	625	318	807
30	5	720	351	900	900	450	1 162
35	6	968	479	1 225	1 225	613	1 582
40	6	1 280	625	1 600	1 600	880	2 066
45	6	1 620	791	2 025	2 025	1 013	2 615
50	7	2 000	977	2 500	2 500	1 250	3 228
55	7	2 420	1 182	3 025	3 025	1 513	3 906
60	8	2 880	1 406	3 600	3 600	1 800	4 649
65	8	3 380	1 650	4 225	4 225	2 113	5 456
70	8	3 920	1 914	4 900	4 900	2 450	6 327
75	8	4 500	2 197	5 625	5 625	2 813	7 264
80	9	5 120	2 500	6 400	6 400	3 200	8 264
85	9	5 780	2 822	7 225	7 225	—	9 330
90	10	6 480	3 164	8 100	8 100	—	10 460
95	10	7 220	3 525	9 025	9 025	—	11 654
100	10	8 000	3 906	10 000	10 000	—	12 913
105	10	8 820	4 307	11 025	11 025	—	14 237
110	11	9 680	4 727	12 100	12 100	—	15 625
115	11	10 580	5 166	13 225	13 225	—	17 078
120	12	11 520	5 625	14 400	14 400	—	18 595
130	12	13 520	6 602	16 900	16 900	—	21 823
140	13	15 680	7 656	19 600	19 600	—	25 310
150	13	18 000	8 789	22 500	22 500	—	29 054
160	15	20 480	10 000	25 600	25 600	—	33 058
170	15	23 120	11 289	28 900	28 900	—	37 319
180	16	25 920	12 656	32 400	32 400	—	41 838
190	16	28 880	14 102	36 100	36 100	—	46 616
200	17	32 000	15 625	40 000	40 000	—	51 652
210	18	35 280	17 226	44 100	44 100	—	56 947
220	18	38 720	18 906	48 400	48 400	—	62 499
230	19	41 796	20 664	52 900	52 900	—	68 310
240	20	46 080	22 500	57 600	57 600	—	74 379
260	21	54 080	26 406	67 600	67 600	—	87 292
280	23	62 720	30 625	78 400	78 400	—	101 230
300	24	72 000	35 156	90 000	90 000	—	116 218

§. 92.

Halszapfen.

Wenn ein Tragzapfen zwischen zwei irgend wie belasteten Theilen einer Achse oder Welle angebracht ist, siehe Fig. 277,

Fig. 277.



so heisst er Halszapfen. Sein Durchmesser d' ist nicht Funktion des Lagerdruckes. Damit er sich nicht stärker abnutzt, als der gleichwerthige Stirnzapfen, d. h. als der Stirnzapfen von gleichem Material, gleicher Umlaufzahl, Lagerung, Glätte, Oelung und derselben direkten Belastung, soll seine Länge l' nicht kleiner gemacht werden, als die des genannten Stirnzapfens.

Kann man die Länge grösser machen, so verringert man dadurch die Abnutzung und kann dadurch grosse Vortheile erreichen*); bei manchen Konstruktionen ist man indessen durch Raum-mangel genöthigt, eine kleinere Länge anzuwenden, so hier und da bei den Lokomotiven. Der Halszapfen ist als ein erweiterter Stirnzapfen anzusehen. Auch der hohle Zapfen nach Formel (94) kann als ein solcher betrachtet werden.

1. *Beispiel.* Borsig'sche Schnellzuglokomotive der Wiener Ausstellung**). Zapfen der hinteren Triebachse, Gussstahl, Belastung 6000 kg, $d' = 180$, $l' = 185$ mm. Der gleichwerthige Stirnzapfen erhalte nach Tab. §. 91 $d = 78$, $l = 1,94 \cdot 78 = 151$ mm, $p = 6000 : 78 \cdot 151 \sim 0,5$ kg. Hier ist also l' weit grösser als l . Es kommt $p = 6000 : 180 \cdot 185 = 6000 : 33000 = 1 : 5,5$, während $l' = l$ gegeben hätte: $6000 : 180 \cdot 151 = 6000 : 27180 \sim 1 : 4,5$.

2. *Beispiel.* An derselben Lokomotive trägt der Kurbelzapfen an seinem Scheitende den Kuppelzapfen, dessen Widerstand dem Kolbendrucke entgegengerichtet ist, demnach die Dimensionengebung beeinflusst. Der Kolbendruck beträgt ~ 14600 kg; man hat gewählt $d' = 105$, $l' = 115$. Für den gleichwerthigen Stirnzapfen (Gussstahl) erhalten wir aus Tab. §. 91 $d \sim 107$, $l = 1,3 \cdot 107 = 139$, $p \sim 1$ kg. In Wirklichkeit ist $p = 14600 : 105 \cdot 115$

*) Vergl. §. 109.

**) S. Berliner Verh. 1874, S. 389.

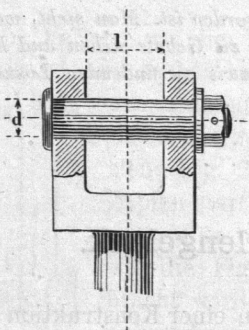
= 14600 : 12075 $\sim 1,22$. Hier ist also wegen des Raummangels $l' < l$ und ausserdem der Flächendruck nicht unbeträchtlich > 1 gewählt worden.

§. 93.

Gabelzapfen.

Ein Halszapfen, an dessen beiden Enden der Zapfenkörper derart fortgesetzt ist, dass er daselbst in einen festen Konstruk-

Fig. 278.



tionstheil (Gabel, Querhaupt) eingeschlossen und befestigt ist (s. Fig. 278), heisst Gabelzapfen. Derselbe kann einen geringeren Durchmesser erhalten, als der gleichwerthige Stirnzapfen und darf dann als ein verengter Stirnzapfen angesehen werden. Ist die Belastung wieder P , die Länge und die Dicke l und d , sowie die $\mathfrak{E}$ die Maximalspannung im Zapfen, so hat man unter Zugrundelegung des Falles VIII, §. 6:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi \mathfrak{E}}} \sqrt{\frac{l}{d}} \sqrt{P} : \dots (96)$$

und sodann beim Flächendrucke $p = \frac{4}{\pi} p_0$, vergl. S. 238,

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \mathfrak{E}}{4 p}} = \sqrt{\frac{\mathfrak{E}}{p_0}} \dots \dots \dots (97)$$

Verfahrend wie in §. 90, erhält man folgende Zusammenstellung:

Formeln für die Gabelzapfen (98)

		Einseitige Belastung			Wechselseitige Belastung		
		Schm.	Gss.	Gsst.	Schm.	Gss.	Gsst.
Ruhende Zapfen	$p_0 =$	6	3	10	6	3	10
	$\mathfrak{E} =$	6	3	10	6	3	10
	$\frac{l}{d} =$	1	1	1	1	1	1
	$d =$	$0,46 \sqrt{P}$	$0,65 \sqrt{P}$	$0,36 \sqrt{P}$	$0,46 \sqrt{P}$	$0,65 \sqrt{P}$	$0,36 \sqrt{P}$
Lauf. Zapfen	$p =$	0,5	0,25	0,5	1,0	0,5	1,0
	$\mathfrak{E} =$	6	3	10	5	2,5	8,33
	$\frac{l}{d} =$	3	3	4	2	2	5
	$d =$	$0,8 \sqrt{P}$	$9,8 \sqrt{P}$	$0,7 \sqrt{P}$	$0,7 \sqrt{P}$	$1,0 \sqrt{P}$	$0,6 \sqrt{P}$

Sehr rasch laufende Gabelzapfen kommen selten vor; sie sind deshalb hier ausser Acht gelassen. Wie man sieht, ergeben sich kleine Durchmesser, aber grosse Längenverhältnisse für die Gabelzapfen.

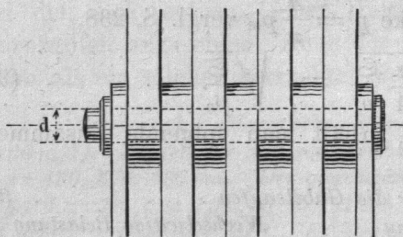
Beispiel. Schmiedeiserner Gabelzapfen für $P = 2000$ kg, einseitige Belastung, laufender Zapfen. Man erhält $d = 0,8 \sqrt{2000} = 35,7 \sim 36$ mm, $l = 3 \cdot 36 = 108$ mm. Für den gleichwerthigen Stirnzapfen gibt die Tabelle §. 91 $d = 50$, $l = 75$. Das Produkt aus Länge und Durchmesser ist (abgesehen von der Abrundung des ersten Ergebnisses) in den beiden Fällen dasselbe. Sollte die Länge 108 mm unbequem sein, so kann sie verringert werden, wenn zugleich d entsprechend vergrössert wird. Die Festigkeit ist dann unnöthig gross, das Gesamtergebniss kann aber brauchbarer sein, wensschon der Reibungsbetrag etwas grösser geworden ist. Man sieht, welche vielfachen Variationen dem Konstruirenden hier zu Gebote stehen und kann sich daraus die Mannigfaltigkeit der in der Praxis zu findenden Lösungen erklären.

§. 94.

Tragzapfen im Lamellengelenk.

Die soeben erwähnte Reibung kann in einer Konstruktion von solchem Einfluss sein, dass man genöthigt ist, sie womöglich noch

Fig. 279.



unter den beim Gabelzapfen erreichbaren kleinen Werth herabzuziehen. Dies gelingt bei der in Fig. 279 dargestellten Zapfenkonstruktion, welche man ein Lamellengelenk nennen kann. Vertheilt man, wie in der Figur geschehen, die Kräfte gleichmässig und symmetrisch auf die Lamellen, so kann man

das Ganze als eine Aneinanderreihung von Gabelzapfen ansehen. Auf den einzelnen kommt dann, wenn ihrer auf jeder Seite k vorhanden sind, der k te Theil der Belastung P und d wird $\sqrt[1]{k}$ mal so gross, wie die Dicke des gleichwerthigen einfachen Gabelzapfens.

Ist k	=	2	3	4	5	6	7	8
so ist $\sqrt[1]{k}$	=	0,7	0,57	0,5	0,45	0,41	0,38	0,35

Es sind wesentlich ruhende Zapfen, welche durch das Lamellengelenk gelegentlich ersetzt werden, weshalb in unserer Figur auch das Längenverhältniss 1 angewandt ist. Die Gesamtzapfenlänge wird $2 k d$.

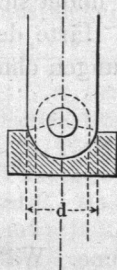
Bemerkenswerthe Anwendungen des Lamellengelenkes finden bei den sogenannten Gelenkketten statt*), vergl. diese weiter unten.

§. 95.

Halbzapfen.

In Fällen, wo die Verringerung des Reibungsmomentes so wichtig ist, wie soeben angedeutet, erhält man eine kleinere Längenausdehnung für den Zapfen, wenn man die Drehfläche nur zur Hälfte oder nahezu so ausführen kann, siehe Fig. 280, was bei solchen einseitig belasteten Zapfen statthaft ist, welche um kleine Winkel schwingen. Für unbedeutende Gegenbelastungen können, wie die Figur andeutet, kleine Hilfszapfen angebracht werden. Beim Halbzapfen ist, wofern an der unbenutzten Seite das Material entsprechend angehäuft wird, d von P unabhängig; nur die Rücksicht auf p bleibt bestehen. Wir machen wieder bei

Fig. 280.



genausdehnung für den Zapfen, wenn man die Drehfläche nur zur Hälfte oder nahezu so ausführen kann, siehe Fig. 280, was bei solchen einseitig belasteten Zapfen statthaft ist, welche um kleine Winkel schwingen. Für unbedeutende Gegenbelastungen können, wie die Figur andeutet, kleine Hilfszapfen angebracht werden. Beim Halbzapfen ist, wofern an der unbenutzten Seite das Material entsprechend angehäuft wird, d von P unabhängig; nur die Rücksicht auf p bleibt bestehen. Wir machen wieder bei

Schmiedeeisen Gusseisen Gussstahl

$p_0 = 6$	3	10
d. i. $p = 4,71$	2,35	7,85

Beispiel. Eine einseitige Belastung $P = 100\,000$ kg ergäbe nach (93) für den schmiedeisernen ruhenden Stirnzapfen die Dicke $d = 0,65 \sqrt{100\,000}$

*) Der Flächendruck wird bei solchen ruhenden Lamellengelenken öfter noch weit stärker gefunden, als oben in Rechnung gebracht ist. Herr Ingenieur Vollhering (Sudenburg) hat das Lamellengelenk mit Erfolg in Kniehebelwerken benutzt, welche zum Heben der schwebenden Enden einer schweren Drehbrücke (Harburg) benutzt werden. Maximalbelastung eines Kniehebels 855 Ztr. oder 42750 kg. Zahl k der Lamellenpaare 10, Lamellendicke 9,5 mm, Zapfendicke 30 mm, Zapfen und Lamellen aus Gussstahl. Es ergibt sich der Flächendruck $p = 42750 : 10 \cdot 9,5 \cdot 30 = 15$ kg. — Neustadt wendet bei seinen schmiedeisernen Gelenkketten Flächenpressungen zwischen 10 und 20 kg an. Eine stählerne Gelenkkette an dem grossen Aufstellungskran der Egells'schen Maschinenbauanstalt in Tegel hat bei 15000 kg Belastung 15 kg Flächendruck (6 Glieder von 5 mm Dicke bei 33 mm Zapfendurchmesser).

= 206 mm, $l = 103$ mm; beim Gabelzapfen nach (98) $d = 0,46 \sqrt{100000}$ = 145 mm, l ebensogross; beim beiderseits 8theiligen Lamellengelenk $d = 0,35 \cdot 145 = 51$ mm, Gesamtlänge = $2 \cdot 8 \cdot 51 = 816$ mm. Nehmen wir nun beim Halbzapfen für dieselbe Aufgabe $d = 51$, so wird l nur $51 \cdot 8 = 408$ mm. Wir können aber auch $d = 40$ nehmen. Dann kommt $l = 408 \cdot 51 : 40 = 520$ mm. Die Zapfenreibung wird nun: $\sim \frac{1}{5}$ derjenigen beim Stirnzapfen, $\frac{8}{29}$ derjenigen beim Gabelzapfen, $\frac{4}{5}$ derjenigen beim 8theiligen Lamellengelenk, welches letztere gegen 60 Prozent mehr Längenausdehnung beansprucht hat.

Eine Anwendung des Halbzapfens siehe unten bei der Kuppelung von Fossey. Woolf wandte den Halbzapfen bei dem gusseisernen Querhaupt der Kolbenstange einer grossen Wasserhaltungsmaschine an *).

Die äusserste Durchführung des Halbzapfenprinzips behufs Verminderung der Reibung ist bei den Schneiden der Waagebalcken zu finden. Die Flächenpressung auf die durch leichtes Abschleifen zu Cylindersektoren gestalteten Zapfenflächen findet sich sehr hoch, von 10 bis gegen 100 kg pro qmm. Die Härte der Stahlschneiden und ihrer Lager scheint so hohe Pressungen ohne wesentlichen Nachtheil zu gestatten **).

§. 96.

Reibung der Tragzapfen.

Neue Zapfen reiben sich stärker als gut eingelaufene. Während nämlich bei ersteren der Flächendruck zwischen Zapfen und Hülse unabhängig von der Lage des Berührungspunktes und gleich dem Druck auf die Einheit der Projektion der Auflagefläche ist, bewirkt das Einlaufen die in §. 90 erwähnte, den Mittelwerth von p herabziehende Druckvertheilung ***).

*) Siehe Tredgold, Cornish Pumping Engine.

**) Bei grossen Brückenwagen findet man Pressungen bis zu 160 kg pro Millimeter der Länge der Schneide, was bei $\frac{1}{2}$ mm Auflagenbreite einem Flächendruck von über 300 kg entspricht. Es werden daselbst aber auch starke Einpressungen und Abnutzungen beobachtet. Die Schneiden des Messapparates an der grossen Werder'schen Festigkeitsversuchsmaschine der kgl. Gewerbe-Akademie haben 360 mm Länge und erfahren einen Maximaldruck von 100000 kg, d. i. 277,8 kg pro Längeneinheit, oder bei $\frac{1}{2}$ mm Auflagenbreite 556,6 kg pro Quadratmillimeter. Einpressungen dieser Schneiden haben aber stattgefunden und scheinen auch unvermeidlich zu sein.

***) Vergl. Reye, z. Theorie der Zapfenreibung, Civ.-Ing. VI (1860), S. 235, sowie Grove, Berechn. d. Trag- u. Stützzapfen, Mitth. d. Gew.-Vereins für Hannover 1876, Heft 6.

und der Belastung P eines cylindrischen Tragzapfens, für dessen Reibung der Koeffizient f gilt, beträgt die Umfangskraft F , welche der Reibung das Gleichgewicht hält,

beim neuen, d. i. nicht eingelaufenen Zapfen:

$$F = \frac{\pi}{2} f P \dots \dots \dots (99)$$

und beim eingelaufenen Zapfen:

$$F = \frac{4}{\pi} f P \dots \dots \dots (100)$$

Das Einlaufen zieht also die Reibung auf das $8:\pi^2$ fache oder $\sim 0,81$ fache herab. Die wirkliche Grösse von F ist aber noch bedingt durch den Werth von f . Dieser ist nicht, wie die Morin-Coulomb'sche Theorie angibt, nur vom Oelungs- und Oberflächenzustand, sondern auch vom Flächendruck p und der Gleitungsgeschwindigkeit v abhängig*). Immer fehlt es noch an völlig ausreichenden Versuchen**).

*) Vergl. Hirn, *Études sur les frottements médiats*, Bulletin von Mülhausen 1854, S. 188, sodann die Versuche von Rennie, Sella, Bochet u. A.

**) Engineer, 1873, Nov., S. 312, bringt eine kleine aber lehrreiche Versuchsreihe, angestellt an Zapfen von Eisenbahnnachsen im normalen Betrieb. Man änderte die Zapfenabmessungen und damit den Flächendruck unter Belassung der übrigen Verhältnisse. Lagerschalen aus demselben Tiegel gegossen, 7 Kupfer und 1 Zinn enth., Achsen Schmiedeeisen. Nach durchlaufenen 45 000 km hatte verloren

der Zapfen				die Schale	
1) bei $d = 83$, $l = 140$ an Durchm.	0,8	mm,	an Gewicht	2,27	kg
2) " " 89 " 145 " "	0,4	" " "	" "	1,36	"
3) " " 95 " 178 " "	0,254	" " "	" "	1,135	"

Unter Voraussetzung von 5000 kg Zapfenbelastung ermittelt sich p in den drei Fällen zu bezw. 0,43, 0,39 und 0,30 kg. Der Vergleich der Erfolge in Bezug auf die Abnutzung ergibt nun Folgendes:

p wurde herabgemindert im Verhältniss von	10	:	9,1	:	7,0	
der Bronzeverlust	gieng herab im Verh. von	10	:	5,98	:	5,43
der Eisenverlust	" " " " "	10	:	5,55	:	2,31
der Gesamtverlust	" " " " "	10	:	5,9	:	4,3
Eisenverlust gegen Bronzeverlust	" " " " "	1:2,1	:	1:3	:	1:5
während die Geschwindigkeit stieg	" " " " "	10	:	10,7	:	11,4

Nach der älteren Theorie hätte wegen der Zunahme der Gleitungsgeschwindigkeit eine Steigerung der Abnutzung eintreten müssen, während eine Verminderung auf 43 Proz. stattfand. Aus dem Angeführten geht hervor, dass die Einführung von $p = a:n$ die verwickelten thatsächlichen Verhältnisse zwar keineswegs genau ausdrückt, dass sie aber doch geeignet ist, wenigstens einigermaassen den wesentlichen Einflüssen Rechnung zu tragen.

Rennie fand für (Guss-) Eisen auf Bronze bei voller Oelung:

wenn $p = 0,023$	0,123	0,222	0,346	0,470	0,520
$f = 0,157$	0,225	0,215	0,222	0,234	0,234

v wurde von Rennie nicht berücksichtigt. Hirn fand bei $v = 1,7$ m für Gusseisen auf Bronze bei voller Oelung:

wenn $p = 0,0021$	0,0037	0,0053	0,0069	0,0085
$f = 0,0376$	0,0211	0,0226	0,0199	0,0183

also f abnehmend bei wachsendem p , notabene, wenn dieses sehr klein. Ausserdem fand er, wenn p konstant und $= 0,0085$:

wenn $v = 0,467$	0,832	0,934	0,400	1,663	1,700	1,866
$f = 0,0086$	0,0121	0,0128	0,0165	0,0181	0,0183	0,0191

abermals sehr kleine, mit v allerdings beträchtlich wachsende Werthe. Bei Morin's Versuchen lag p zwischen 0,0096 und 0,0137 (14 bis 20 Pfd. pro □ Zoll). Die von ihm für geölte Zapfen gegebenen Werthe liegen bekanntlich zwischen 0,05 und 0,11, bei Schmierung mit Fett zwischen 0,08 und 0,15 bis 0,16.

In der kgl. Gewerbe-Akademie wurde durch Versuche mit dem Clair'schen Apparat, welcher für die Morin'schen Versuche eingerichtet ist, u. a. Folgendes gefunden. Schmiedeeiserne Gleitstücke auf Messingschienen, reichliche Oelung.

	Erste Versuchsreihe	Zweite Versuchsreihe
Reibungsfläche	12 800 qmm	128 qmm
Druck P auf dieselbe . .	16,5 kg	16,5 kg
mithin p	0,00129 "	0,129 "
Beobachtete Reibung . .	1,25 "	2,65 "
also Koeffizient f . . .	0,076	0,160

Versuche mit einem vom Verfasser konstruirten Apparat nach Art eines Prony'schen Zaumes ergaben bei $v = 0,15$ bis 0,18 für Schmiedeeisen auf Bronze bei guter Oelung:

wenn $p = 0,035$	0,086	0,135	0,236	0,340	0,439	0,500
$f = 0,090$	0,087	0,095	0,118	0,171	0,184	0,180

Hier steigt f auf das Doppelte, wenn p von $\sim \frac{1}{30}$ auf $\frac{1}{2}$ gesteigert wird. Wenn p konstant und $= 0,33$, so ergab sich

für $v = 0,004$	0,072	0,176	0,280	0,280
$f = 0,222$	0,210	0,191	0,167	0,185

Hier nehmen die Reibungskoeffizienten ab bei zunehmendem v , entgegen den oben vorgeführten Hirn'schen Beobachtungen, p ist aber gegen 40mal so gross, als bei Hirn. Diese Ergebnisse entsprechen den Resultaten Morin's in sofern, als dieser nachgewiesen, dass die Reibung des Bewegungsbeginnes (Reibung der Ruhe) durchweg grösser sei, als die Reibung der Bewegung, was sich auch dahin deuten lässt, dass bei kleinem v die Reibung grösser ist als bei grossem. Dieses Gesetz scheint aber nur bis zu einer Grenze für v zu gelten, jenseits welcher f bei wachsendem v wieder zunimmt. Hirn's Versuche lägen demnach jenseits dieser Grenze. Die vom Verfasser angestellten Versuche sind erst die Anfänge einer grösseren Beobachtungsreihe.

Hinsichtlich der wirklichen Abnutzung der Lager von Eisenbahnachsen liegen so ausreichende Beobachtungen, wie zu wünschen wäre, nicht vor, indessen gibt folgende Zusammenstellung einen gewissen Anhalt).*

Nr.	Lagermetall	1 kg Lager- metall an 4 Lagern läuft	4 Lager verlieren auf 1000 km	1 kg Lager- metall hat den Markt- preis	4 Lager kosten an Metall auf 1000 km
		km	g	M.	§
1	Rothguss 83 Ku 17 Zinn . . .	90 390	11,06	2,66	2,93
2	Desgl. 82 Ku 18 Zinn . . .	99 900	10,01	2,61	2,61
3	Weissmetall 3 Ku 90 Zinn 7 Ant.	72 280	13,83	2,99	4,14
4	Desgl. 5 Ku 85 Zinn 10 Ant.	88 145	11,34	2,93	3,32
5	Hartblei 84 Blei 16 Ant.	81 280	12,30	1,19	1,46
6	Phosphorbronze	429 200	2,33	3,50	0,82
7	Parson's Weissbronze	385 275	2,60	1,99	0,52
8	Dewrance's Babbittmetall . . .	637 679	1,57	2,34	0,37

Hieraus lassen sich für einen grossen Wagenpark bemerkenswerthe Schlüsse ziehen. Soll dies aber versucht werden, so ist zunächst zu beachten, dass an den Zapfen und Lagern der Bremswagen die Abnutzung sich $4\frac{1}{2}$ - bis 10mal so stark zeigt, als an anderen Wagen. Es durchläuft nun in Preussen 1 Achse im Jahr

an Personenwagen . . . $\sim$ 35 000 km

an Güterwagen . . . $\sim$ 15 000 „

Zahlen, welche mit den in anderen Ländern beobachteten nahe übereinstimmen, somit zur Zeit eine ziemlich allgemeine Gültigkeit besitzen.

Führt man nunmehr die gebremsten Achsen mit der 6fachen Abnutzung der gewöhnlichen Achsen ein, so erhält man für Preussen für den Stand von 1877 (unter Reduktion der Achsen auf volle Jahresleistung) Folgendes:

*) Nr. 1 bis 6 nach Dr. Künzel's sehr lehrreichem Werke über Bronzelegirungen, Dresden 1875; Nr. 7 und 8 nach Engineer 1876, Bd. 41, S. 4 und 31, wobei Reduktion auf gleiche Grundannahmen stattgefunden und deshalb nicht so übertrieben günstige Zahlen gesetzt sind, wie Engineer sie findet.

Personenwagenachsen . . .	24 472 St. durchliefen	1000e Jahreskilometer
Gepäckwagenachsen	6 642 "	
Für 11 319 gebremste Achsen		
das 5fache hinzu	56 595 "	
	87 709 St. ($\times 35$)	3 069 815
Güterwagen, verschiedene,		
Arbeitswagen etc.	284 776 "	
Für 81 781 gebremste Achsen		
das 5fache hinzu	408 905 "	
	693 681 St. ($\times 15$)	10 405 215
	Zusammen	13 475 030

d. h. es sind 6 732 515 mal 1000 Jahreskilometer für je 4 Lager in Ansatz zu bringen. Hiernach würden die jährlichen Kosten für Lagermetall (die Umschmelzung ausser Rechnung gelassen) betragen:

bei dem Einheitspreis Nr. 8 . . .	$\sim$ 24 910 Mk.
" " " Nr. 6	55 207 "
" " " Nr. 3	278 726 "

Dies ergibt einen beträchtlichen Spielraum für die Kosten für Lagermetall, je nachdem die eine oder andere Lagerkomposition benutzt wird. Sollte man, wie Manche thun, annehmen müssen, dass der Menge des abgenutzten Metalls der Oelverbrauch und zugleich der Reibungsbetrag proportional zu setzen sei, so würde nach Spalte 3 bei Nr. 8 und Nr. 3 der Kraftverbrauch für die Zapfenreibung zwischen dem 1. und dem 8,8fachen eines Minimalwerthes schwanken; Rothguss würde gegen Phosphorbronze stehen wie 11,06 : 2,33, d. i. wie $\sim$ 4,7 : 1.

B. Stützzapfen.

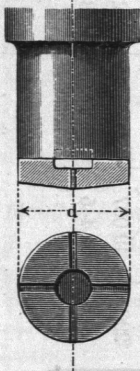
§. 97.

Berechnung der Spurzapfen.

Ein Stützzapfen, welcher am Ende einer Welle oder Achse angebracht ist, und auf seiner Grundfläche den Längendruck derselben aufzunehmen hat, heisst ein Fuss- oder Spurzapfen. Es ist zweckmässig, ihn für gewöhnliche Fälle mit cylindrischer Mantel- und ebener Grundfläche auszuführen, siehe Fig. 281. Der Flächendruck auf die Zapfensohle ist bei neuen Zapfen gleich-

förmig = p , bei eingelaufenen verkehrt proportional dem Abstand ϱ des betrachteten Flächenelementes von der Mitte.

Fig. 281.



Wir bringen in der Mitte eine Oelkammer vom Halbmesser r_1 an. Dann ist, wenn noch der äussere Halbmesser mit r_0 bezeichnet wird,

$$p' = 0,5 p (r_1 + r_0) : \varrho;$$

für die Elemente am Rande geht p' in

$$p_0 = 0,5 p (r_1 + r_0) : r_0$$

über. In die Berechnungsformeln führen wir wieder den gleichförmig vertheilten Flächendruck p ein, wählen $r_1 = \frac{1}{3} r_0$ und bringen zwei diametrale Oelrinnen von der Breite $\frac{1}{12} d$ an. Dann ist bei der Belastung P :

$$(\frac{8}{9} \pi - \frac{1}{9}) p d^2 = 0,2935 p d^2 = P \quad \dots \quad (101)$$

Damit bei hohen Umlaufzahlen die Abnutzung nicht zu stark ausfalle, setzen wir wieder (vergl. S. 90) $p = a : n$ und haben nun für den raschlaufenden Spurzapfen:

$$0,2935 d^2 \frac{a}{n} = P \quad \dots \quad (102)$$

Wechselseitige Belastung kommt hier so zu sagen nicht vor, weshalb hier bloss einseitige in Betracht gezogen wird. a werde ebenso gross wie bei den Stirnzapfen für Schmiedeisen auf Bronze, also = 75, gewählt; auch für p gelten ähnliche Konstanten wie oben. Die Pockholzpfannen, welche stets mit Wasser benetzt bleiben, können unbedenklich, auch bei raschem Lauf, mit 1 kg auf den Quadratmillimeter belastet werden*). Die Unterscheidung zwischen Zapfen, welche ruhen, d. i. nur eine gewisse Drehbarkeit vermitteln sollen, und solchen, welche regelmässig umlaufen und endlich den raschlaufenden ist auch hier zu machen. Hiernach erhalten wir folgende Zusammenstellung:

Formeln für die Spurzapfen (103)			
	Schm. oder St. auf Bronze	Gss. auf Bronze	Eisen od. St. auf Pockholz, benetzt
Ruhende Zapfen	$\left\{ \begin{array}{l} p = 1 \\ p = 1,31 \sqrt{P} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0,5 \\ 1,86 \sqrt{P} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} - \\ - \end{array} \right.$
Laufende Zapfen	$\left\{ \begin{array}{l} p = 0,5 \\ d = 1,86 \sqrt{P} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0,25 \\ 2,62 \sqrt{P} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1,0 \\ 1,31 \sqrt{P} \end{array} \right.$
$n \leq 150$			
Raschlaufende Zapfen	$\left\{ \begin{array}{l} a = 75 \\ d = 0,21 \sqrt{Pn} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} - \\ - \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} p = 1 \\ d = 1,31 \sqrt{P} \end{array} \right.$
$n > 150$			

*) Versuche von Penn haben gezeigt, dass im Wasser laufende, auf Pockholz gelagerte Zapfen sogar bis 4 und 5 kg Flächendruck ungefährdet vertragen. Siehe u. a. Burgh, a. a. O. S. 153.

Folgende Tabelle gibt zusammengehörige Werthe für d und P für die ruhenden und die laufenden Zapfen.

$d =$	$1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$	$d =$	$1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$	$d =$	$1,31 \sqrt{P}$	$1,86 \sqrt{P}$	$2,62 \sqrt{P}$
15	131	65	33	80	3 729	1 856	932	180	18 880	9 396	4 720
20	233	116	58	85	4 210	2 095	1 053	190	21 036	10 469	5 259
25	364	181	91	90	4 720	2 349	1 180	200	23 309	11 600	5 827
30	524	261	131	95	5 259	2 617	1 315	210	25 698	12 780	6 424
35	714	355	178	100	5 827	2 900	1 457	220	28 204	14 036	7 051
40	932	464	233	105	6 424	3 197	1 606	230	30 826	15 341	7 706
45	1 180	587	295	110	7 051	3 509	1 763	240	33 565	16 704	8 391
50	1 457	725	364	120	8 391	4 176	2 097	250	36 420	18 125	9 105
55	1 763	877	440	130	9 848	4 901	2 462	260	39 392	19 604	9 848
60	2 097	1 044	524	140	11 421	5 684	2 855	270	42 480	21 141	10 620
65	2 462	1 225	615	150	13 111	6 525	3 279	280	45 650	22 736	11 421
70	2 855	1 421	714	160	14 918	7 424	3 729	290	49 007	24 389	12 252
75	3 279	1 631	819	170	16 841	8 381	4 210	300	52 445	26 100	13 111

1. Beispiel. Ein Neustadt'scher Kran im Hafen von Cherbourg hat bei 15 000 kg Belastung den Spurzapfendurchmesser 170 mm. Das Eigengewicht zu 3000 kg annehmend finden wir $P = 18\,000$ kg und haben einen ruhenden Zapfen vor uns. Sp. 9, Z. 1 gäbe $d \sim 180$ mm. Bei einem anderen Kran, der 2 Tonnen Eigengewicht und 10 Tonnen Belastung hat, wählte Neustadt $d = 160$; wir würden nach Z. 10 bis 11 gewählt haben $d = 145$ mm.

2. Beispiel. Eine Königsweile von 100 minutlichen Umdrehungen und 1000 kg Spurzapfenbelastung hat nach Sp. 3, Z. 10 eine Spurzapfendicke von 60 mm zu erhalten.

3. Beispiel. Einer Turbine von 200 minutlichen Umläufen und 1400 kg Spurzapfendruck würden wir nach (103) eine Spurzapfendicke $d = 0,21 \sqrt{1400 \cdot 200} = 111$ mm geben. Man findet öfters Turbinenzapfen mit höherem als dem hier eingeführten Flächendruck (bis zu 3 und 4 kg), der nach dem Obigen $= 75 : 200 = \frac{3}{8}$ kg ist, muss sich aber auch in solchen Fällen eine raschere Abnutzung und andere unbequeme Folgen gefallen lassen.

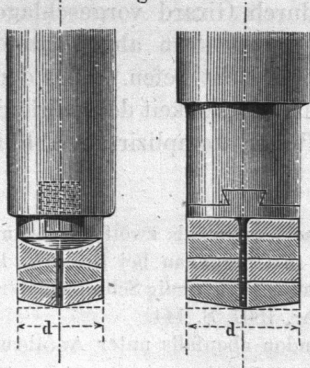
Die Zapfenlänge wird beim Spurzapfen zwischen 1 und 1,5 d gefunden; sie muss so gross sein, dass der Flächendruck, den die Seitenpressungen hervorrufen, genügend klein ausfällt.

Im allgemeinen ist in der Maschinenpraxis die Neigung zu erkennen, die Spurzapfen im Durchmesser einzuschränken*), offenbar um den Reibungswiderstand herabzuziehen; zugleich aber wirkt hier augenscheinlich der ältere Grundsatz mit: dass die Reibung unabhängig von der Grösse der Gleitflächen sei.

Ein für manche Konstruktionen geeignetes Mittel, bei Zapfen von erheblichem Flächendruck wenigstens den steigenden Einfluss von n zu vermindern, scheint die Anwendung drehbarer Spurplatten zu sein. Werden deren 1, 2, 3 ... i zwischen die Zapfensohle und die feste Spurplatte gelegt (Fig. 282), so scheint an den Gleitflächen günstigenfalls die Umlaufzahl

$\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}, 1:1 + i$ mal n einzutreten (oder auch ein Wechsel der Gleitflächen, der ähnlich wirkt). Bei Turbinen und Müh-

Fig. 282.



*) Die Anstalt von Gruson in Magdeburg hat für Drehscheiben Hartgusszapfen auf Hartgusschalen laufend geliefert, welche 15 kg Flächendruck ohne nachtheilige Folgen tragen sollen. Hier kommt die Entlastung des Zapfens bei leerer Scheibe, sowie die grosse Langsamkeit der Drehung offenbar mit in Betracht.

len (Escher-Wyss, Rieter) hat sich die Einrichtung bewährt. Bei Schraubenschiffen hat sie indessen keinen bleibenden Erfolg gehabt: die Platten liefen sich eine nach der anderen fest, und die zuletzt laufenden Flächen rieben sich dann bis zur Glut und Zerstörung; auch die Anwendung von Uebersetzungsrädern, welche den Platten die obigen Drehungszahlen verliehen, hielt den Verderb der Lager nicht sicher auf. Soviel die erreichbaren Angaben zu beurtheilen erlauben, fand dann aber jedesmal ein zu grosser Flächendruck (1 kg und oft noch weit mehr) statt. Es wird also immer das Hauptaugenmerk auf die Herabminderung des Flächendruckes p zu richten sein.

Die Anwendung anderer Stoffe als Eisen, Holz und Bronze oder deren Surrogate (Weissmetall, Hartblei u. s. w.) zu den Spurpfannen ist vielfach versucht worden; auf das Holz kommen wir weiter unten bei den Stützlagern zurück. Neben der Verwendung harter Stahlpfannen, die bei zu grossem Flächendrucke auch wenig wirkt, ist die von Stein, Glas*), hartgebranntem Thon**) versucht worden; allgemeinere Einführung dieser Lagermaterialien hat aber noch nicht stattgefunden. Girard presst mit einer Pumpe Wasser zwischen die Reibflächen***) und erzeugt dadurch unter Verlust der auf den Pumpenbetrieb gehenden Arbeit einen sehr leichten Gang des Zapfens. Dasselbe gilt von dem auf der 1867er Weltausstellung zur Schau stehenden Zapfen, bei welchem Girard den obigen Wasserstrom durch einen Luftstrom ersetzte. Das Ganze war übrigens mehr ein wissenschaftlicher Versuch; eine praktische Anwendung wurde nicht durch Girard vorgeschlagen. Auch zeigte die Ausstellung Zapfen†), welche in abgedichtetem Lager auf eingeschlossenem Wasser sehr leicht liefen. Alles deutliche Fingerzeige von der erkannten Unzulänglichkeit der gebräuchlichen Spurzapfen, ohne dass deshalb die komplizirten Abhilfemittel als die besten gelten dürften.

*) Lagerpfannen aus Glas erprobte seit mehr als zwölf Jahren und liefert die Glashütte von E. Acker & Cie. in Graggenau bei Rastatt. Die Pfannen sollen sehr dauerhaft und billig sein, auch wenig Schmiermaterial erfordern. Näheres Schweiz. polyt. Zeitschr. 1867, S. 144.

**) Ausgestellt 1867 von Leoni in London ebenfalls unter Anführung von dauernd guten Resultaten.

***) Siehe u. a. Armengaud, Vignole des mécaniciens p. 139.

†) Von Jouffray ausgestellt. Siehe Armengaud, Progrès de l'industrie à l'exp. universelle, Bd. I, Taf. 8, wo ein Wasserlager für Tragzapfen und ein solches für einen als Halszapfen ausgeführten Stützzapfen mitgetheilt sind.

§. 98.

Reibung des Spurzapfens mit ebener Grundfläche.

Der mit P belastete Spurzapfen mit ebener ringförmiger Sohlfläche hat beim inneren Halbmesser r_1 , dem äusseren r_0 im neuen Zustande eine Reibung, welcher durch die am Umfang tangential angreifende Kraft

$$F = \frac{2}{3} f P \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (103)$$

das Gleichgewicht gehalten wird, wobei f die Reibungskoeffizienten bezeichnet. Beim eingelaufenen Zapfen ist dagegen *)

$$F = \frac{f}{2} P \left(1 + \frac{r_1}{r_0}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (104)$$

Der zweite Werth ist ein wenig kleiner als der erste, bei unserem obigen Verhältniss $r_1 = \frac{1}{3} r_0$ kommt für den eingelaufenen Zapfen $F = \frac{2}{3} f P$ und verhalten sich die beiden Reibungen wie 7:6, bei $r_1 = 0$ wie 4:3. Für f gelten die in §. 96 gemachten Bemerkungen.

Beispiel. Kran aus Beispiel 1. §. 97. $P = 18000$, $r_0 = 80$ mm, $r_1 : r_0 = \frac{1}{3}$, f sei $= 0,15$. Dann kommt nach (104) $F = 0,075 \frac{4}{3} \cdot 18000 = 1800$ kg. Die im Abstand von 1 m von der Achse anzubringende Kraft zur Ueberwindung der Reibung müsste also sein: $1800 \cdot 80 : 1000 = 144$ kg.

§. 99.

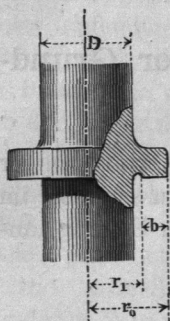
Halsringförmige Stützzapfen.

Entsprechend dem halsförmigen Tragzapfen oder Halszapfen kann man auch einen halsringförmigen Stützzapfen, s. Fig. 283 (a. f. S.), anzubringen veranlasst sein. Hier ist der innere Durchmesser $2r_1$ mindestens gleich dem Durchmesser D der zugehörigen Welle oder Achse. Es ist sogar gut, ihn noch etwas grösser zu nehmen, damit eine kleine Oelkammer innen entsteht. Auch sind

*) Vergl. die oben angeführten Quellen.

wieder Oelrinnen in der Pfanne vorzusehen. Macht man $r_0 - r_1$

Fig. 283.



= dem beim gleichwerthigen Spurzapfen sich ergebenden Werthe, so erhält man in sofern brauchbare Abmessungen, als nun p entsprechend der grösseren Gleitungsgeschwindigkeit kleiner wird als dort. Immerhin ist aber das Moment zur Ueberwindung der Reibung wegen der grösseren Werthe für r_1 und r_0 weit grösser als beim Spurzapfen. Demzufolge ist der halsringförmige Stützzapfen bei grossen Werthen von P eine ungünstige Konstruktion. Zur Berechnung der Reibung dienen wieder die obigen Formeln.

§. 100.

Der Kammzapfen.

Legt man eine Reihe von halsringförmigen Stützzapfen übereinander, so erhält man den sogenannten Kammzapfen, Fig. 284

Fig. 284.

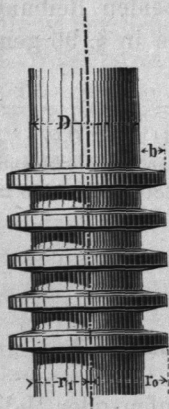


Fig. 285.

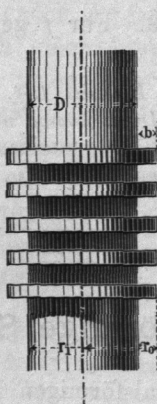
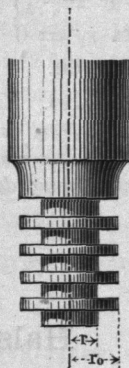


Fig. 286.



bis 286. Sind die Ringe kongruent, so kann beim eingelaufenen Zapfen der Druck als gleichförmig auf alle vertheilt angenommen werden. Wäre nun f eine konstante Grösse, so würde bei m Ringen die Reibung am einzelnen Ring der m te Theil des aus (104) hervorgehenden Werthes sein, die Gesamtreibung aber wieder m mal so gross, wie die Einzelreibung, somit von der Ring-

zahl völlig unabhängig sein. Nichtsdestoweniger hat die Praxis, namentlich an Schraubenschiffen, die Nothwendigkeit erwiesen, m gross, d. i. den Flächendruck p klein zu machen, so klein, dass zur Erklärung viele Versuche gemacht worden sind. Der wahre Grund scheint einzig der zu sein, dass bei schwerbelasteten Zapfen die aus (104) zu beurtheilende Reibungsarbeit so gross wird, dass alles aufgeboten werden muss, sie herabzuziehen, damit Erhitzungen und deren Folgen vermieden werden, und dass das Mittel darin wesentlich gefunden wird, durch Verminderung von p den Koeffizienten f herabzuziehen. Man findet bei bewährten Ausführungen p zwischen $\frac{1}{20}$ und $\frac{1}{40}$ kg. Nur bei solchen Kammzapfen, welche als Fusszapfen ausgeführt werden und demzufolge kleine Durchmesser erhalten, Fig. 286, wird p grösser, gelegentlich sogar bis $\frac{1}{4}$ kg gefunden, doch hat man in solchen Fällen auch öfter Erhitzung beobachtet.

1. Beispiel. Schraubenschiffmaschine von Indret. Druck 18 000 kg, Umlaufzahl $n = 55$, $2r_1 = D = 380$, Ringbreite $b = r_0 - r_1 = 50$ mm, Ringzahl $m = 9$. Hier ist $p = 18\,000 : 9\pi 430.50 = 1:33.5$. Die Umlaufgeschwindigkeit v des Zapfens (bei r_0) beträgt 1,38 m. Hiermit berechnet sich die für die Reibung aufzuwendende Arbeitsstärke gemäss (104) zu: $Fv:75 = \sim 30$ Pferdestärken, wenn $f = 0,1$ eingeführt wird.

2. Beispiel. Rheinturbinen bei Schaffhausen. $P = 14\,000$ kg, $n = 48$, $2r_1 = D = 230$ mm, $b = r_0 - r_1 = 41$ mm, Ringzahl $m = 9$. Es ergibt sich $p = 14\,000 : 9\pi 271.41 = 1:22.4$. v ist $= 0,784$ m. Hiermit kommt $Fv:75 = 12,4$ PS, wenn wieder $f = 0,1$ eingeführt wird.

3. Beispiel. Girardturbine in Genf*). $P = 15\,000$ kg, $n = 16$, $2r_1 = D = 250$ mm, $b = r_0 - r_1 = 35$ mm, $m = 12$. Wir erhalten hieraus $p = 15\,000 : 12 \cdot \pi \cdot 285.35 = 1:25,1$, ferner $v = 0,267$ und bei $f = 0,1$ den Arbeitsverlust für die Zapfenreibung: $Fv:75 \sim 3$ PS.

4. Beispiel. Langdon empfiehlt**) als durchaus praktisch für die Kammzapfen der Schraubendampfer, die Gesamtdruckfläche der Ringe so zu wählen, dass $\frac{3}{4}$ □ Zoll engl. auf jede indizierte Pferdestärke der Maschine kommt. Ist die Anzahl der Pferdestärken N , die Schiffsgeschwindigkeit c , so ist $N = Pc:75$. Ferner ist 1 □ Zoll engl. ~ 645 qmm. Die Regel gäbe daher $p = 75 \cdot P:\frac{3}{4} \cdot 645 Pc$ oder $p = 75:\frac{3}{4} \cdot 645 c$. Je nachdem man $c = 5$ m oder 6 m einführt, was normalen Fällen entspricht, erhält man hieraus $p = 1:32,25$ bis $1:38,7$. Hierbei ist die indizierte Maschinenstärke der auf den Schiffsbetrieb ausgeübten gleichgesetzt. Will man sie mit $\frac{5}{4}$ dieses Werthes einführen, so sinkt p herab auf bezw. $\sim \frac{1}{30}$ und $\frac{1}{25}$.

*) Oppermann, Portefeuille écon. des machines, Bd. 17; auch Engineering 1872 (Bd. 14), S. 238. Der Kammzapfen ist hier übrigens durch einen Wasserdruckzapfen, vergl. §. 97, für gewöhnlich entlastet.

**) S. Burgh, a. a. O. S. 194.

5. *Beispiel.* Grosse Schleudertrommeln bei Langen & Söhne in Köln, gussstählerne Fusszapfen in Kammzapfenform. $P = 2000 \text{ kg}$, $n = 800$, $2r_1 = 25 \text{ mm}$, $2r_0 = 40 \text{ mm}$, $m = 11$. Es berechnet sich p zu

$$2000 : 11 \cdot \pi (20^2 - 12,5^2) = 2000 : 8423 = 1 : 4,2,$$

also ausserordentlich gross. Es haben indessen auch wiederholt starke Hitzungen stattgefunden; diesen musste durch eine äusserst sorgfältige Oelführung begegnet werden. Wir haben hier $v = 1,67 \text{ m}$, und finden daraus bei $f = 0,1$ den Verlust für Reibungsarbeit $Fv : 75 \sim 3,6 \text{ PS}$.

Die ausgerechneten Arbeitsverluste von 30, 12,4, 3 und 3,6 Pferdestärken gelten unter der Annahme von $f = 0,1$; bei den geringen Flächen drücken der drei ersten Beispiele ist für diese wahrscheinlich f mit einem geringeren Werthe einzuführen. Die Beispiele werden genügen, um den nöthigen Anhalt für die Wahl von p zu geben. Man vergl. übrigens noch §. 122.

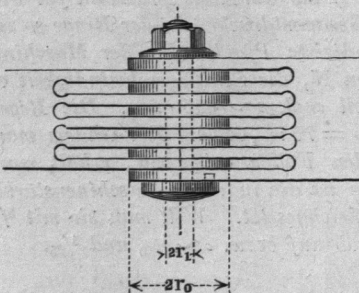
§. 101.

Das Lamellengelenk als Stützzapfen.

Ist man in den bisher berührten Fällen durchweg veranlasst, die Zapfenreibung möglichst zu vermindern, so gibt es doch auch Umstände, in denen es erwünscht ist, dass ein Zapfen sich stark reibt, ohne dass die reibenden Flächen angreifen, z. B. da, wo ein Zapfen Drehung gestatten, dann aber durch einen verhältnissmässig geringen Druck in seinem Lager festgeklemmt werden soll. Dies gelingt z. B. bei einem Stützzapfen von der Form eines Kegelstumpfes. Sind der grosse und kleine Halbmesser wieder r_0 und r_1 , der halbe Spitzenwinkel α , so erhält man für die Kraft F [vergl. Formel (104)]:

$$F = \frac{f}{2} \frac{P}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \right) \dots \dots \dots (105)$$

Fig. 287.



und kann durch Herabminderung von α den Werth F sehr gross herausbringen*). Sehr spitze derartige Zapfen klemmen sich aber in schädlicher Weise fest, so dass die Steigerung von F nicht beliebig weit getrieben werden kann. Leicht dagegen gelingt dies bei Anwendung des Lamellengelenkes, wenn dessen Lamellen so angeordnet werden, dass sie sich gut gegeneinanderpressen lassen, Fig. 287.

*) S. vorzügliche Anwendungen dieses Prinzips bei den geodätischen Instrumenten. Formel (105) gilt auch für die Reibung der Hahnschlüssel.

Jede Lamelle überträgt dann den axialen Druck auf die nächstfolgende. Ist m die Zahl der reibenden Lamellenflächen, so ist die am Halbmesser r_0 angreifende, der Reibung das Gleichgewicht haltende Kraft, gemäss (104):

$$F = m \frac{f}{2} P \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (106)$$

Beispiel. Soll $F = P$ werden, so ist bei $f = 0,1$ zu machen: $m = 20 : 1 + r_1/r_0$, woraus bei $r_1 = \frac{1}{2} r_0$ folgt: $m \sim 13$.

Die Einrichtung ist vom Verfasser für mancherlei durch Klemmen festzustellende drehbare Maschinentheile mit Vorthail benutzt worden. Aeltere Reisszeuge zeigen 4 flächige Lamellengelenke an den Zirkelköpfen.

§. 102.

Zapfenverbindungen.

Wenn ein Zapfen mit dem zu tragenden Theile nicht aus einem Stück bestehen kann, so wird er mit ihm auf besondere Weise verbunden; besonders häufig kommen Zapfenverbindungen zwischen hölzernen Achsen (der Wasserräder) und schmied- und gusseisernen Zapfen vor.

Fig. 288, Wurzel- oder Ankerzapfen, verlangt einen breiten Ausschnitt des Achsenrandes und das Einsetzen zweier hölzernen

Fig. 288.

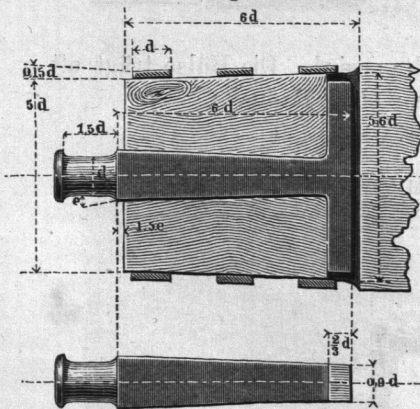
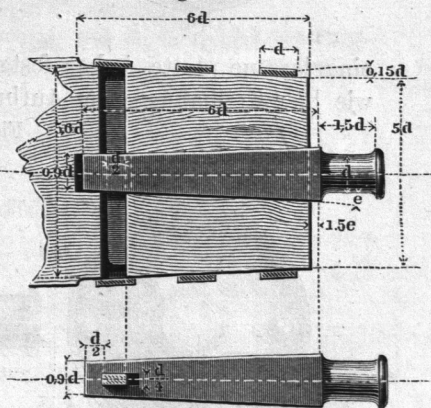


Fig. 289.



Füllstücke. Nach dem Einbringen derselben werden die Ringe warm aufgezogen, vergl. §. 62; Anzug des Konus $\frac{1}{20}$. Fig. 289.

Keilzapfen oder künstlicher Ankerzapfen, eine sehr zweckmässige und haltbare Konstruktion. Fig. 290, Blatt- oder Flügelzapfen (Gusseisen), zweiblättrig. Fig. 291, vierblättriger Flügelzapfen; beim dreiblättrigen sind die Flügel $\frac{3}{10}d$ dick zu nehmen.

Fig. 290.

Fig. 291.

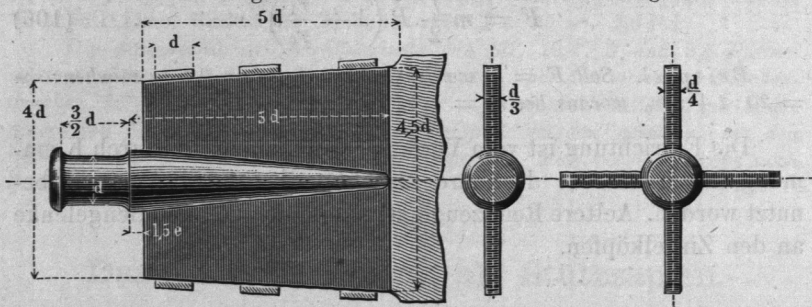
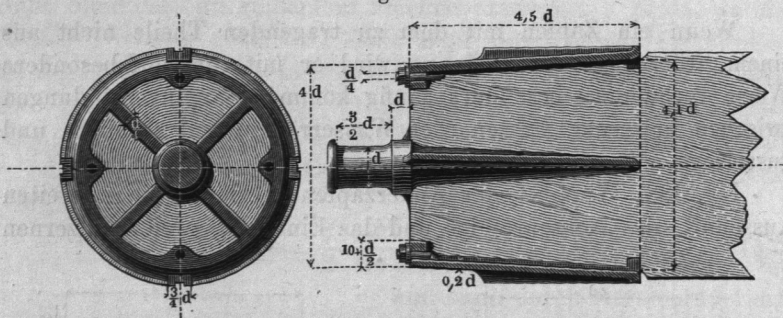


Fig. 292, Ringzapfen; die Flügel eines vierblättrigen Blattzapfens sind durch eine konische Hülse umgeben, die durch vier

Fig. 292.



eingelassene platte Anker festgehalten wird. Die Hülse trägt oft wie hier Keilbahnen zum Aufbringen einer Radnabe.

Fig. 293.

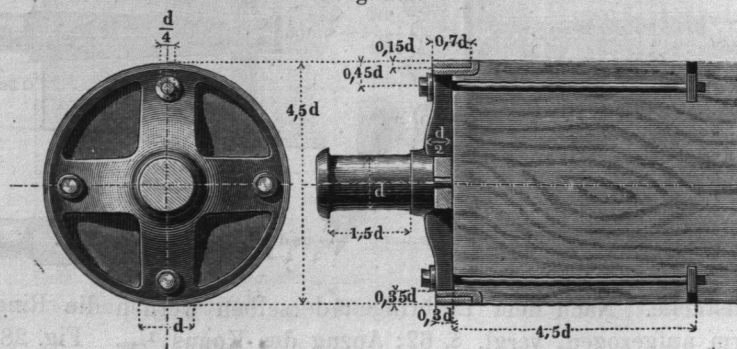


Fig. 293, Kreuzzapfen, sehr praktische Konstruktion. Das Kreuz, an welches der Zapfen angegossen ist, wird auf der Rückfläche abgedreht, ebenso die Achse auf der Stirnfläche; ein Schmiedeisenring verstärkt den Gussring, welcher die Kreuzarme umgürtet. Mit den vier Kopfschrauben, deren Muttern eingelassen sind, wird das Kreuz fest gegen die Achsenstirn gezogen.

Sechstes Kapitel.

Z a p f e n l a g e r .

§. 103.

Anordnungen und Abmessungen.

Die Konstruktionstheile, welche die Zapfen der Achsen und Wellen unmittelbar zu tragen bestimmt sind, heissen deren Lager. Ist ein Zapfenlager vollständig ausgebildet, so unterscheiden sich an ihm: 1) die Schalen, 2) der Lagerkörper, 3) die nothwendigen Verbindungstheile. Für diese Gegenstände bedingen die vielen Anwendungsarten der Lager eine Reihe verschiedener Hauptformen und -Anordnungen. Zunächst zerfallen die Lager in:

- a. Lager für Tragzapfen oder Traglager,
- b. Lager für Stützzapfen oder Stützlager.

Sodann wird die Hauptform bedingt durch die gegebene Stellung der Fläche, an welcher das Lager befestigt werden soll. Denkt man den Zapfen in einen zu seinen Hauptachsen regelmässig gestellten Würfel 1, 2...8 eingeschlossen, Fig. 294 und 295 (a. f. S.), so entsteht für den Tragzapfen:

ein Stehlager, wenn die Befestigungsfläche liegt in Fläche	1.3
ein Wandlager, " " " " " "	1.8 oder 2.7
ein Stirnlager, " " " " " "	1.6 " 4.7
ein Hänglager, " " " " " "	5.7

Entsprechend werden bei den Stützlager die stehenden Fusslager, Wandfusslager und hängende Stützlager unterschieden.

Für die Ausgleichung der entstehenden Abnutzung und für die Oelung ist Sorge zu tragen. Dies bedingt die Anordnung der