

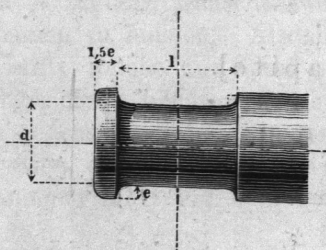
A. Tragzapfen.

§. 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:

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

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:

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi \mathfrak{S}}} \left(\frac{l}{d}\right) \sqrt{P} \dots (89)$$

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:

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

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

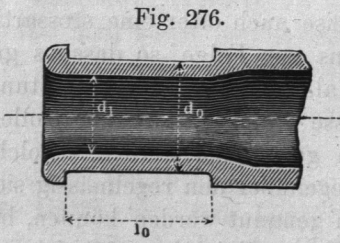
$a = 150$ setzt. Hiernach ist folgende Zusammenstellung für schmiedeiserne, gusseiserne und gusstählerne Zapfen, in Bronze laufend, gebildet:

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
	$\sigma =$	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 $n \leq 150$	$p =$	0,5	0,25	0,5	1,0	0,5	1
	$\sigma =$	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
	$\sigma =$	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:



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

Soll er aber dasselbe Längenverhältniss mit dem vollen Zapfen haben:

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

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.