

a und d_0 ergeben sich aus der Aufzeichnung, bei welcher der seitliche Ausschlag der Stange zu berücksichtigen und auf eine gute Abrundung am Übergang vom Zapfen zur Welle zu achten ist. Als Anhalt kann $d_0 = 0,6 d$ dienen.

Bei der Berechnung des Zapfens gegen Warmlaufen wird zweckmäßig die Geschwindigkeit $v = \frac{\pi d n}{60}$, also die größte, dem Kugeldurchmesser d entsprechende eingesetzt und $p \cdot v$ etwa nach den Angaben S. 648 gewählt.

Beispiel 14. Kugelzapfen für 3500 kg Belastung bei 100 Umläufen in der Minute. $p = 50 \text{ kg/cm}^2$.

$$f' = \frac{P}{p} = \frac{3500}{50} = 70 \text{ cm}^2 = 0,63 d^2.$$

$$\text{Daraus: } d = \sqrt{\frac{f'}{0,63}} = \sqrt{\frac{70}{0,63}} = 10,5 \text{ cm; gewählt } d = 110 \text{ mm.}$$

Nachrechnung auf Biegung: a ergibt sich beim Aufzeichnen zu 46, d_0 zu 70 mm

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot a}{\pi d_0^3} = \frac{32 \cdot 3500 \cdot 4,6}{\pi 7^3} = 478 \text{ kg/cm}^2, \quad \text{— zulässig —,}$$

auf Warmlaufen:

$$p_m = \frac{P}{0,9 \cdot b \cdot d} = \frac{3500}{0,9 \cdot 7,8 \cdot 11} = 45,3 \text{ kg/cm}^2, \quad v = \frac{\pi d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11 \cdot 100}{60} = 0,576 \text{ m/sek.}$$

$$p_m \cdot v = 45,3 \cdot 0,576 = 26,1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek.}}$$

Ausführung nach Abb. 1122. Die strichpunktierten Linien deuten einen zylindrischen Zapfen an, der ungefähr denselben Beanspruchungen unterliegt, aber einen wesentlich kleineren Stangenkopf verlangt.

V. Berechnung der Stützzapfen.

Stützzapfen zur Aufnahme von Kräften, die ausschließlich oder vorwiegend in Richtung der Drehachse wirken, wurden früher mit ebenen Laufflächen versehen. Die neueren Anschauungen über die Schmiermittelreibung führten zur Ausbildung schräger Tragflächen unter Ausnützung der flüssigen Reibung in keiligen Schmierschichten und damit zu einem äußerst wichtigen Fortschritt. Kugelige Stützzapfen kommen selten zur Anwendung.

A. Stützzapfen mit ebenen Laufflächen.

Ihre Berechnung erfolgt 1. auf Flächendruck, 2. auf Sicherheit gegen Warmlaufen. Nur an ringförmigen und Kammzapfen ist die Verbindung mit der Welle auf Festigkeit nachzuprüfen.

1. Berechnung auf Flächendruck.

Sie pflegt unter der Annahme gleichmäßiger Verteilung auf der ganzen Auflagefläche durchgeführt zu werden, wobei der mittlere Flächendruck p , an bewährten Ausführungen ermittelt, ähnlich wie an Tragzapfen nur als Vergleichswert zu betrachten ist. Am vollen Spurzapfen, Abb. 1080, ist:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}, \quad (361)$$

am ringförmigen Spurzapfen, Abb. 1081:

$$p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)}, \tag{362}$$

am Kammzapfen mit z Ringen, Abb. 1082:

$$p = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)}. \tag{363}$$

Die von den Schmiernuten eingenommene Fläche, die häufig 10 bis 20% beträgt, Abb. 1124, ist bei hohen Belastungen abziehen.

Für die Wahl des mittleren Auflagedrucks gelten die bei den Tragzapfen auf Seite 644 aufgeführten Gesichtspunkte. Da aber die Verhältnisse im allgemeinen, namentlich an großen Spurzapfen, ungünstiger liegen als bei den Tragzapfen, empfiehlt es sich, selbst bei mäßigen Geschwindigkeiten unter den dort angegebenen Werten zu bleiben.

Sonderwerte. An Wasserturbinen hat sich nach Pfarr für die Stützfläche ein hartes, fast weißes Gußeisen gut bewährt, das bei gehärtetem und geschliffenem Stahlzapfen und Ölschmierung bis zu 90 kg/cm² verträgt. Als Mittelwert empfiehlt Pfarr 50 bis 70 kg/cm². Eichen- und Pockholz, in Wasser laufend, darf mit 8 bis 10, höchstens 20 kg/cm² belastet werden.

An Kammzapfen ist die Schwierigkeit, die Stützflächen so auszuführen, daß alle Ringe gleichmäßig tragen und der Umstand, daß ein Ring, der warm läuft, sich ausdehnt und noch mehr belastet und gefährdet wird, durch Wahl eines besonders niedrigen Wertes für p zu berücksichtigen. Für die Drucklager der Schiffswellen gibt Bauer an:

Auf Frachtdampfern	3—4 kg/cm ² ,
Auf Personendampfern	4—5,5 „
Auf schweren Kriegsschiffen	5—6 „
Auf leichten Kriegsschiffen	7—9 „

Die Annahme, daß sich der Auflagedruck auf der ganzen Zapfenfläche gleichmäßig verteilt, daß also überall der mittlere Flächendruck herrscht, ist nicht zutreffend, weil 1. das Öl am äußeren Rande entweichen und deshalb dort geringere Pressung haben wird und weil 2. mit halbflüssiger Reibung und daher mit Abnutzung der Flächen gerechnet werden muß. Bei gleichmäßigem Flächendruck würde die Abnutzung am Rande infolge der größeren Geschwindigkeit stärker sein und eine schwach gewölbte Lauffläche unter Erhöhung des Flächendrucks im mittleren Teil erzeugen.

Auf die Bedingung, daß die Abnutzung überall gleich groß sein muß, wenn die Laufflächen eben bleiben sollen, gründet sich die Reyesche Theorie der Druckverteilung an Stützzapfen. Nimmt man an, die Abnutzung in irgend einem Punkte sei dem dort herrschenden Flächendruck p und der vorhandenen Gleitgeschwindigkeit v verhältnismäßig, so ist die Bedingung für überall gleiche Abnutzung $p \cdot v = \text{konst}$ oder, da v in gleichem Maße wie der Halbmesser r wächst, $p \cdot r = C$. Danach ist die Verteilung des Flächendrucks durch eine gleichseitige Hyperbel, Abb. 1123, gegeben, deren Asymptoten die Drehachse und die Lauffläche sind und die am mittleren Durchmesser den mittleren Flächendruck aufweist. Denn:

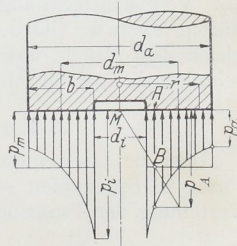


Abb. 1123. Verteilung des Flächendrucks an einem Spurzapfen nach Reye.

$$P = \int p \cdot df = C \int_{r_i}^{r_a} \frac{2\pi r dr}{r} = 2\pi C (r_a - r_i) = 2\pi C \cdot b$$

gibt:

$$C = \frac{P}{2\pi b} = p \cdot r$$

oder den Flächendruck p_r in der Entfernung r von der Mitte:

$$p_r = \frac{P}{2\pi r \cdot b} \quad (364)$$

Auf dem Kreis vom mittleren Durchmesser ist $r = \frac{d_m}{2}$ und daher:

$$p_m = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b}, \quad (365)$$

also gleich dem mittleren Druck p nach Formel (362), während der größte Druck am inneren Rande eines ringförmigen Zapfens:

$$p_i = \frac{P}{\pi \cdot d_i \cdot b}, \quad (366)$$

der kleinste am Außenrande:

$$p_a = \frac{P}{\pi \cdot d_a \cdot b} \quad (367)$$

ist. Pfarr empfiehlt, der Berechnung von Turbinenzapfen $p_i = 100$ bis 170 kg/cm^2 zugrunde zu legen.

Zeichnerisch findet man den Verlauf der Pressung, indem man in einem beliebigen Punkte A ein Lot AB von der Länge p_m errichtet und einen Strahl vom Mittelpunkt M durch B zieht, der auf dem Lote am Ende von r_m die Pressung p_A im Punkte A abschneidet.

Im Mittelpunkt eines vollen Zapfens wird p_i theoretisch unendlich groß, ein Wert, der tatsächlich nicht erreicht wird, da die Baustoffe schon nachgeben und ausweichen, wenn der Flächendruck die Fließgrenze überschreitet, der aber doch darauf hinweist, den mittleren Teil eines vollen Spurzapfens nicht zu benutzen, weil dort die Schmierung durch den hohen Flächendruck sehr erschwert wird. Meist wird deshalb die Mitte ausgespart und zur Zuführung des Öls benutzt.

Auf die Reyesche Theorie gegründete Rechnungen haben ebenfalls nur den Wert von Vergleichsrechnungen, die auf außergewöhnliche Fälle nicht angewendet werden dürfen. Denn der Öldruck müßte am äußeren Rande der Lauffläche gleich Null, am inneren gleich dem Druck, unter dem das Öl zufließt, z. B. im Falle einer einfachen Umlaufschmierung auch gleich Null sein.

2. Berechnung auf Sicherheit gegen Warmlaufen.

Das zur Überwindung der Zapfenreibung nötige Drehmoment wird beim ringförmigen Spurzapfen — wieder unter der einfachen Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung der Pressung —, nach Abb. 1081:

$$M_R = \int \mu_1 \cdot p \cdot df \cdot r = \mu_1 \cdot p \cdot \int df \cdot r.$$

Nimmt man als Flächenelement einen Kreisring vom Halbmesser r und der Breite dr , so geht die Gleichung über in:

$$M_R = \mu_1 \cdot p \int 2\pi r \cdot dr \cdot r = 2\pi \cdot \mu_1 \cdot p \int r^2 dr = 2\pi \mu_1 \cdot p \cdot \frac{r^3}{3} \Big|_{\frac{d_i}{2}}^{\frac{d_a}{2}} = \frac{\pi}{12} \cdot p \cdot \mu_1 (d_a^3 - d_i^3).$$

Mit:

$$P = p \cdot f' = p \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)$$

oder:

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{P}{d_a^2 - d_i^2}$$

wird am ringförmigen Spurzapfen oder an einem Kammzapfen mit beliebig vielen, aber gleich großen Ringen:

$$M_R = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \frac{d_a^3 - d_i^3}{d_a^2 - d_i^2}. \quad (368)$$

Für den vollen Spurzapfen ist $d_i = 0$, $d_a = d$ und:

$$M_R = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \cdot d. \quad (369)$$

In beiden Formeln fällt das Reibungsmoment durch die Annahme, daß p sich gleichmäßig verteilt, größer aus, als wenn ein von innen nach außen abnehmender Druck zugrunde gelegt wird. Die Voraussetzung erhöht mithin die Sicherheit der Rechnung.

Die Reibungsarbeit A_R ist durch das Produkt des Reibungsmomentes und der Winkelgeschwindigkeit dargestellt; sie wird an einem ringförmigen Spurzapfen oder einem Kammzapfen:

$$A_R = M_R \cdot \omega = \frac{\pi}{12} \cdot \mu_1 \cdot p \cdot \omega (d_a^3 - d_i^3).$$

Bei einem mittleren Durchmesser d_m und der Breite b der Lauffläche, also $d_a = (d_m + b)$; $d_i = (d_m - b)$ geht A_R über in:

$$A_R = \frac{\pi}{2} \cdot \mu_1 \cdot p \cdot \omega \cdot d_m^2 \cdot b \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right) = \frac{1}{2} \mu_1 \cdot P \cdot d_m \cdot \omega \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right)$$

und da $\frac{\omega \cdot d_m}{2}$ gleich der Zapfengeschwindigkeit v_m am mittleren Durchmesser, die spezifische Reibungsarbeit aber:

$$a_R = \frac{A_R}{f_1}$$

ist, wird schließlich für den ringförmigen Spur- oder den Kammzapfen:

$$a_R = \mu_1 \cdot p \cdot v_m \left(1 + \frac{1}{3} \frac{b^2}{d_m^2}\right). \quad (370)$$

Am vollen Spurzapfen ist die Reibungsarbeit:

$$A_R = M_R \cdot \omega = \frac{1}{3} P \cdot \mu_1 \cdot d \cdot \omega$$

oder mit:

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \quad \text{und} \quad \frac{\omega \cdot d}{2} = v,$$

$$A_R = \frac{1}{6} \pi \mu_1 \cdot v \cdot d^2 \cdot p$$

und die spezifische:

$$a_R = \frac{A_R}{\pi d^2} = \frac{2}{3} \mu_1 \cdot v \cdot p. \quad (371)$$

v ist dabei die größte auftretende Geschwindigkeit am äußeren Umfange des Zapfens.

Die Gefahr des Heißlaufens kann in entsprechender Weise wie an Tragzapfen nach dem Produkt $p \cdot v_m$ beurteilt werden, wobei v_m die mittlere Geschwindigkeit an der Lauffläche ist.

Es darf unter Beachtung der Art der Schmierung gewählt werden: an ebenen oder ringförmigen Spurzapfen von Wasserturbinen

$$p \cdot v_m = 15-25 \text{ bis höchstens } 40 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}}.$$

An Kammzapfen, bei welchen die Wärmeableitung meist sehr erschwert ist, pflegt man nur halb so große Werte zuzulassen.

Bei reichlicher Ölzufuhr unter Druck ist die Wärmeabführung günstig, dementsprechend dürfen dabei die höheren Zahlen eingesetzt werden; wenn die Schmierung spärlich ist oder die Reibungsarbeit durch Halslager noch vergrößert wird, muß man die niedrigeren Werte wählen. Beim Überschreiten der angeführten Zahlen ist Kühlung nötig.

Setzt man in $p \cdot v_m$ die für den ringförmigen Zapfen geltenden Werte:

$$p = \frac{P}{f} = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b} \quad \text{und} \quad v_m = \frac{\omega \cdot d_m}{2 \cdot 100} = \frac{\omega \cdot d_m}{200}$$

ein, wobei d_m den mittleren Durchmesser in cm,

b die Breite der Lauffläche, radial gemessen in cm,

ω die Winkelgeschwindigkeit

bedeuten, so folgt:

$$p \cdot v_m = \frac{P \cdot \omega}{200 \pi \cdot b} \approx \frac{P \cdot n}{6000 b} \quad (372)$$

Die Reibungsarbeit ist danach unabhängig vom mittleren Durchmesser, dagegen umgekehrt verhältnisgleich der Lauftringbreite b . Ein Ringzapfen, der bei der Nachrechnung auf Reibungsarbeit zu große Werte für $p \cdot v_m$ ergibt, kann daher durch Vergrößerung der Breite betriebsicher gemacht werden. Am vollen, ebenen Zapfen entspricht b dem halben Durchmesser $\frac{d}{2}$.

Pfarr [XV, 21] führt folgende Beispiele anerkannt gut laufender Stützzapfen an, bemerkt aber dazu, daß manche der Ausführungen ein Wagnis darstellen, indem sie Belastungen zeigen, denen man sich nur im äußersten Falle nähern sollte.

d_a cm	d_i cm	P kg	n	p		v_m m/sek	$p \cdot v_m$ kg m cm ² sek	
				berechnet kg/cm ²	p_i kg/cm ²			
12,0	4,0	6200	32	61,1	122,2	0,134	8,2	
35,9	28,5	9400	40	16,3	191,3	0,713	11,6	
17,8	6,0	12600	47	57,2	113,4	0,293	16,8	
17,5	5,0	17300	46,5	78,5	176,5	0,274	21,5	
42,0	29,0	6000	150	8,3	10,1	2,79	23,2	
50,0	33,0	20000	60	18,1	22,7	1,302	23,6	
54,0	38,0	26300	43	22,8	27,6	1,036	23,6	
6,0	0,0	5150	100	183	∞	0,157	28,8	
54,0	38,0	15950	87,5	13,8	16,7	2,11	29,1	
49,0	31,0	40000	40	35,4	45,7	0,83	29,4	
15,0	3,0	9600	122	56,7	169,8	0,575	32,6	
16,0	10,5	4100	160	35,9	45,3	1,11	39,8	
10,0	2,0	10000	96	132,5	398,0	0,302	40,0	
14,0	5,0	7536	150	56,2	106,7	0,746	41,9	
24,0	6,0	55000	41,5	129,5	324,0	0,326	42,2	
46,0	31,0	6500	300	7,2	8,9	6,05	43,5	

Lauffen, Kühlrippen
Wetter (Ruhr) kalt.

Schongau, Kühlschlange,
Bremen.

Versuche an einem einzelnen Druckring für ein Schiffsturbinedrucklager stellte Lasche [XV, 10] an. Bei denselben wurde eine Grenzbelastung, an die man zur Beurteilung der Betriebsicherheit des Lagers heranging, von 39,1 kg/cm² Pressung bei 11,6 m/sek mittlerer Geschwindigkeit erreicht, allerdings unter starker Wasserkühlung und sehr reichlicher Ölzufuhr. Während der mit Weißmetall überzogene Druckring völlig eben und glatt gehalten war, war der gehärtete und geschliffene stählerne Lauftring mit eingefrästen und an ihren Kanten aufs sorgfältigste abgerundeten Nuten nach Abb. 1124 versehen. Eine Ausführung, die sich als bedeutend tragfähiger erwies als die übliche, bei der die Schmiernuten in der Weißmetallfläche liegen. Denn das Weißmetall gibt

unter hohem Druck leicht nach, versetzt die Nuten und beeinträchtigt die Schmierung. Die Nuten am Druckring traten mit etwa 1 mm² Querschnitt aus den Laufflächen heraus zu dem Zwecke, vom Öl mitgerissene Unreinigkeiten, die das Weißmetall anfransen würden, hinauszuspülen.

Bei der Berechnung bestimmt man nach Wahl des Flächendrucks die nötige Auflagefläche und rechnet dann den Zapfen auf Sicherheit gegen Warmlaufen nach. Soll der Druck am inneren Rande eine gewisse Höhe p_i nicht überschreiten, so ist nach den Formeln (366) und (365) $\frac{p_i}{p} = \frac{d_m}{d_i}$. Unter Benutzung der weiteren Beziehungen $d_i = d_m - b$ und $P = p \cdot \pi \cdot d_m \cdot b$ lassen sich die Maße d_m , b , d_i und d_a des Zapfens berechnen:

$$d_m = \sqrt{\frac{P}{\pi(p_i - p)} \frac{p_i}{p}}; \quad b = \frac{P}{p \cdot \pi \cdot d_m};$$

$$d_i = d_m - b; \quad d_a = d_m + b.$$

Ist zu erwarten, daß die Reibungsarbeit maßgebend ist, so empfiehlt es sich, zuerst die Breite b der Lauffläche aus:

$$b = \frac{P \cdot n}{6000(p \cdot v_m)} \quad (372a)$$

unter Annahme des Wertes für $p \cdot v_m$ festzulegen und dann unter Nachrechnung des mittleren Flächendrucks zu ermitteln, ob ein Vollzapfen genügt oder ein Ringzapfen genommen werden muß.

Die nötigen Festigkeitsrechnungen an den Ring- und Kammzapfen zeigt Beispiel 15.

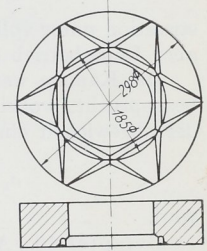


Abb. 1124. Druckring eines Schiffsturbinenlagers Nach Lasche. M. 1:10.

3. Berechnungsbeispiele.

Beispiel 14. Stützzapfen einer Wasserturbine für $P = 20100$ kg Belastung bei $n = 110$ Umdrehungen in der Minute. Die Pressung am inneren Rande soll etwa $p_i = 150$ kg/cm² betragen. Zapfen und Stützfläche aus Stahl. Unter Annahme verschiedenen mittleren Flächendrucks ergibt sich folgende Rechnung:

Mittlerer Flächendruck p angenommen zu	50	45	40	kg/cm ²
$d_m = \sqrt{\frac{P}{\pi(p_i - p)} \frac{p_i}{p}}$	13,9	14,3	14,8	cm
$b = \frac{P}{p \cdot \pi \cdot d_m}$	9,2	10,0	10,8	„
$d_i = d_m - b$	4,7	4,3	4,0	„
$d_a = d_m + b$	23,1	24,3	25,6	„
Gewählt d_i/d_a	5,0/23,0	4,5/24,5	4,0/25,5	„
Tatsächlicher mittlerer Flächendruck $p = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_a^2 - d_i^2)}$	50,7	44,1	40,3	kg/cm ²
Mittlere Geschwindigkeit $v_m = \frac{\omega(d_a + d_i)}{4}$	0,806	0,835	0,850	m/sek
$p \cdot v_m$	40,9	36,8	34,3	$\frac{\text{m kg}}{\text{sek} \cdot \text{cm}^3}$

Dem Produkt $p \cdot v_m$ nach ist der mittlere Zapfen noch zulässig, größerer Sicherheit wegen aber derjenige von 4/25,5 cm Durchmesser empfehlenswerter.

Beispiel 15. Der in Abb. 1125 und 1991 dargestellte fünf-ringige Kammzapfen hat bei voller Belastung des Schneckentriebes $P = 1400$ kg aufzunehmen und steht dabei unter:

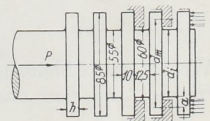


Abb. 1125. Kammzapfen. M. 1:5.

$$p = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)} = \frac{1400}{5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (8,5^2 - 6^2)} = 9,83 \text{ kg/cm}^2$$

Flächendruck. Bei 1000 Umdrehungen der Schnecke in der Minute ist die mittlere Umfangsgeschwindigkeit:

$$v_m = \frac{\omega \cdot d_m}{2} = \frac{104,7 \cdot 0,0725}{2} = 3,79 \text{ m/sek.}$$

Das Produkt $p \cdot v_m = 9,83 \cdot 3,79$ gibt $37,3 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$. Dieser hohe Wert gestattet die Konstruktion unter voller Belastung nur bei unterbrochenem Betrieb anzuwenden, schließt aber Dauerbetrieb aus.

Die Kämme werden durch die am Hebelarm a angreifende Belastung auf Biegung beansprucht, wobei das Widerstandsmoment des Ansatzquerschnitts in Frage kommt, der abgewickelt ein Rechteck von der Länge πd_i und der Höhe h gibt, so daß:

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P}{z} \cdot \frac{d_m - d_i}{2 \pi \cdot d_i \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1400 \cdot (7,25 - 5,5)}{5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 1^2} = 94 \text{ kg/cm}^2$$

wird.

Beispiel 16. Am Kopfende einer Welle von 150 mm Durchmesser soll eine Kraft $P = 5000 \text{ kg}$ bei $n = 200$ Umläufen in der Minute aufgenommen werden.

Da offenbar die Reibungsarbeit maßgebend sein wird, berechnet man unter Annahme von $p \cdot v_m = 30 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sek}}$ zunächst die nötige Breite nach (372a)

$$b = \frac{P \cdot n}{6000 (p \cdot v_m)} = \frac{5000 \cdot 200}{6000 \cdot 30} = 5,55 \text{ cm.}$$

In der Wahl des äußeren oder inneren Durchmessers ist man lediglich an konstruktive Rücksichten gebunden. Vgl. Abb. 1588.

B. Stützzapfen, die unter flüssiger Reibung arbeiten.

Neben der schon erwähnten Möglichkeit, die flüssige Reibung durch Ausbildung keiliger Schmierschichten auszunutzen, besteht noch die, das Öl unter solchem Druck und in solcher Menge am inneren Rande der ebenen Lauffläche zuzuführen, daß der Zapfen, als Voll- oder einfacher Ringzapfen ausgeführt, von der Stützfläche abgehoben wird und auf dem Öle schwimmt. Dieser Fall sei zuerst besprochen.

1. Stützzapfen mit Preßschmierung.

Bedeutet r_i den inneren, r_a den äußeren Halbmesser der tragenden Fläche in cm, η die absolute Zähigkeit in $\frac{\text{kg} \cdot \text{sek}}{\text{m}^2}$, q die Menge des zugeführten Öls in l/sek, P die Belastung, die der Zapfen aufnehmen muß und h die durchweg gleich große Stärke der Schmierschicht in cm, so wird der Öldruck p_x in at im Abstände x von der Drehachse, solange Zähigkeitsströmung vorhanden ist, also keine Wirbel auftreten:

$$p_x = 0,6 \frac{\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_a}{x}. \quad (373)$$

Wegen der Ableitung der Formel vergleiche [XV, 7]. Der größte Druck am inneren Rande, unter dem das Öl zuzuführen ist, ergibt sich, wenn man x in r_i übergehen läßt, zu.

$$p_i = 0,6 \frac{\eta \cdot q}{\pi \cdot h^3} \ln \frac{r_a}{r_i}. \quad (374)$$