

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	

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.

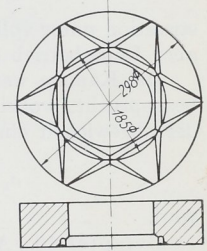


Abb. 1124. Druckring eines Schiffsturbinenlagers Nach Lasche. M. 1:10.

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:

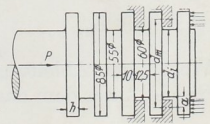


Abb. 1125. Kammzapfen. M. 1:5.