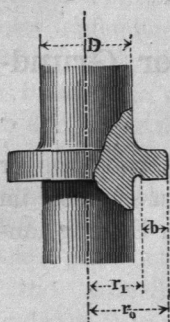


wieder Oelrinnen in der Pfanne vorzusehen. Macht man $r_0 - r_1$

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.

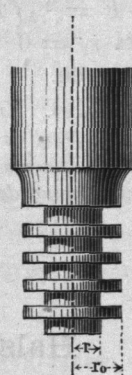
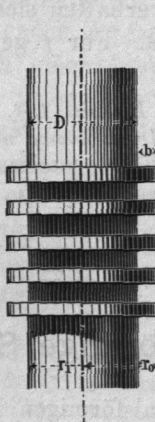
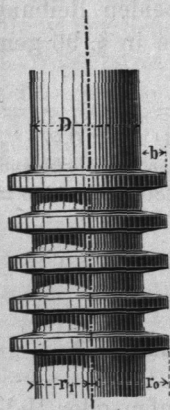
Der Kammzapfen.

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 $p = 18\,000 : 9\pi \cdot 430 \cdot 50 = 1:33,5$. Die Umfangsgeschwindigkeit 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 $p = 14\,000 : 9\pi \cdot 271 \cdot 41 = 1:22,4$. 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 $p = 15\,000 : 12 \cdot \pi \cdot 285 \cdot 35 = 1:25,1$, 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 Oelzuführung 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.

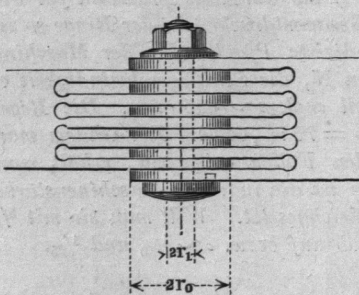
§. 101.

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.