

Vgl. hierzu das Turbodynamolager, Abb. 1500, bei dem das Kühlwasser durch die hohlgegossenen Lagerschalen geleitet wird. Zur Schmierung dient bei der dargestellten älteren Ausführung noch Preßöl; es wird nahe der tiefsten Stelle durch eine breite Nut zugeführt, umspült den Zapfen und fließt oben im Scheitel ab, um in einem Ölkühler zurückgekühlt und wieder in Umlauf gesetzt zu werden. Flächendruck am Zapfen:

$$p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{1800}{12 \cdot 30} = 5 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung auf Biegung im Falle der Verwendung als Stirnzapfen:

$$\sigma_b = \frac{5 P \cdot l}{d^3} = \frac{5 \cdot 1800 \cdot 30}{12^3} = 156 \text{ kg/cm}^2.$$

Das schmiertechnisch günstigste Zapfenspiel ist nach (340):

$$s_{best} = 0,00467 \cdot d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}} = 0,00467 \cdot 12 \sqrt{\frac{0,00181 \cdot 3000}{5} \cdot \frac{30}{12+30}} = 0,0494 \text{ cm}.$$

Zieht man den üblichen Betrag für die Oberflächenrauigkeit von 0,002 cm ab, so bleibt als zweckmäßiger Unterschied des Bohrungs- und Zapfendurchmessers 0,0474 cm, ein Spiel, das beträchtlich größer ist als das mittlere der Laufsitzpassung von nur 0,007 cm.

Auch die Schmierschichtstärke $h = \frac{s}{4} = 0,012 \text{ cm}$ gewährleistet flüssige Reibung mit großer Sicherheit.

C. Berechnung kegelliger und kugelliger Tragzapfen.

Diese seltener benutzten Formen werden kaum für wichtige Zapfen unter flüssiger Reibung verwendet werden. Deshalb ist im folgenden nur auf ihre Berechnung für halbflüssige Reibung ähnlich den zylindrischen Tragzapfen im Abschnitt IV A eingegangen.

An kegelligen Tragzapfen, Abb. 1079, besteht der Unterschied nur darin, daß bei der Bestimmung des Auflagedrucks und der Reibungsarbeit der mittlere Durchmesser zugrunde gelegt wird. Bei der Berechnung auf Biegung könnte die Mittelkraft etwas näher am dickeren Ende angenommen werden; meist wird jedoch als Hebelarm, an dem die Auflagekraft wirkt, $\frac{l}{2}$ eingesetzt.

An kugelligen Tragzapfen, Abb. 1122, darf die Auflagebreite b annähernd zu $0,7 d$ gewählt, der mittlere Durchmesser zu $0,9 d$ geschätzt und dann der mittlere Flächendruck p aus:

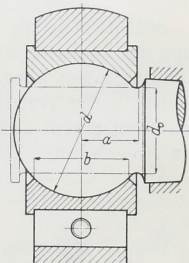
$$p = \frac{P}{\bar{p}} = \frac{P}{0,9 \cdot b \cdot d} = \frac{P}{0,63 d^2} \quad (360)$$

bestimmt werden. p sollte, wenn möglich niedriger sein, wie auf Abb. 1122. Kugelzapfen. S. 644 angegeben ist.

Die verhältnismäßig geringe Länge der Lagerschalen führt zu großen Zapfendurchmessern und Lagermaßen, die schwierige Herstellung der kugelligen Flächen an den Zapfen und in den Schalen macht die Ausführung teuer; Umstände, die begründen, daß man kugelige Zapfen tunlichst vermeiden soll. Sie finden sich als Kurbelzapfen an Sägegattern und an Lokomotiven, um geringe seitliche Ausweichungen oder Schwingungen der Schubstangen zu ermöglichen.

Die Beanspruchung des Halses auf Biegung verlangt ein Widerstandsmoment:

$$W \approx \frac{d_0^3}{10} = \frac{P \cdot a}{k_b},$$



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:

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