

Weißmetallstärke nach (462):

$$s_1 = 0,03d + 3 = 0,03 \cdot 50 + 3 = 4,5 \text{ mm.}$$

Gewählt 5 mm, um auch für die Bohrungen der rohen Schalen Normaldurchmesser, 55 und 60 mm, zu bekommen.

Gesamte Schalenstärke (463):

$$0,12d + 12 = 0,12 \cdot 50 + 12 = 18 \text{ mm.}$$

Gewählt: gemeinsamer Außendurchmesser beider Schalen nach DIN 3 $d' = 80$ mm. Mit einem Schmierringdurchmesser von etwa $1,5d \approx 75$ mm, DIN 322, Zusammenstellung 132,

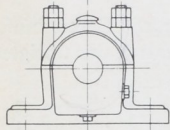


Abb. 1528. Außenansicht des Lagers Abb. 1524 bis 1527. M. 1: 10.

lassen sich die Lagerschalen in allen Einzelheiten entwerfen. In den Abb. 1524 und 1525 sind sie je zur Hälfte im Auf- und Seitenriß, in Abb. 1527 ist die größere im Grundriß dargestellt. Zur Abnahme des Öls vom Ring dienen zwei Nasen N , zum Abstreifen des abfließenden zwei kurze Schlitzes S . Zur Sicherung der Lagerschalen gegen Längsverschiebungen sind Bunde, gegen Mitnahme durch die Welle Zapfen an den oberen vorgesehen. Die Oberschalen überbrücken den Schmierring, während die unteren zwei seitliche Einschnitte erhalten, um den für den Ring nötigen freien Raum zu schaffen. An den oberen fällt durch den Schlitz für den Schmiering ein beträchtlicher Teil der Auflagefläche weg; der Flächendruck steigt auf:

$$p' = \frac{P}{d \cdot l'} = \frac{1400}{5 \cdot 12,2} = 23 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnung der Deckelschrauben. Sie sind am ungünstigsten und zwar auf Zug beansprucht, wenn P senkrecht nach oben wirkt. In bezug auf ihre Stärke wird man durch die in der DIN 118 gegebenen Fußschrauben, die in der gleichen Weise beansprucht sind, auf $\frac{5}{8}$ " hingewiesen.

$$\sigma_s = \frac{P}{2f_1} = \frac{1400}{2 \cdot 1,311} = 534 \text{ kg/cm}^2,$$

hoch, aber noch zulässig. Ihre Gewindelängen entsprechen der DIN 414; die Schaftlänge wurde zu 155 mm gewählt.

Um die Abmessungen des Deckels und des ganzen Lagers zu beschränken, wird man die Schrauben unter Berücksichtigung des in ihrer Ebene laufenden Ringes, der auch unter etwa 15° Neigung noch nicht anstoßen darf, so nahe der Mitte wie möglich anordnen.

Stiftschrauben im Lagerboden, Abb. 1524 und Hammerschrauben, Abb. 1529 und 1530, lassen eine Mittenentfernung von 110 mm zu.

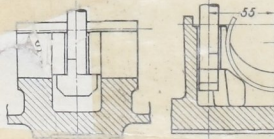


Abb. 1529 und 1530. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Hammerschrauben M. 1: 5.

Die ersten sind zwar teuer, im übrigen aber den losen Hammerschrauben vorzuziehen. Durchsteckschrauben, Abb. 1531, verlangen dagegen die Einschaltung der Wandung C , damit das Öl vom Fundament ferngehalten wird und bedingen dadurch 120 mm Abstand voneinander. Gewähr für völlige Dichtigkeit des Lagers bietet freilich die Wand C nicht, weil das Öl, namentlich wenn der

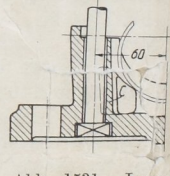


Abb. 1531. Lager Abb. 1524 bis 1528 mit Durchsteckschrauben. M. 1: 5.

Lager etwas schief steht, durch den Deckelspalt zur Schraube gelangen kann. Damit Lagerschalen nicht unnötig stark gegen den Zapfen gepreßt werden, zieht man die Schrauben nur mäßig an und sichert sie durch Gegenmutter an.

Form und Berechnung des Lagerdeckels. Die Außenfläche wurde kugelig mit einem Halbmesser gefertigt und, daran beiderseits je eine Nutfläche, nahe an die Welle angebracht. Die Ölkappe wird durch die geringere Wandstärke angeschlossen. Der Deckel ist eben-

falls am ungünstigsten beansprucht, wenn P senkrecht nach oben gerichtet ist. Wird er dabei nach Abb. 1532 als gerader Balken auf zwei Stützen, der an der Schalenfläche gleichmäßig belastet ist, betrachtet, so ergibt sich unter Ersatz des mittleren Querschnittes durch ein Rechteck von $b = 100 - 22$ mm Breite und $h = 29$ mm Höhe, also bei Vernachlässigung der dünnen Wände des Ölfängers eine Biegebeanspruchung von:

$$\sigma_b = 6 \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{a}{2} - \frac{d'}{4}\right)}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1400 \cdot (5,5 - 2)}{2 \cdot 7,8 \cdot 2,9^2} = 224 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie ist zulässig, namentlich, da die Berechnungsgrundlage insofern ungünstig ist, als gut passende Schalen die Durchbiegung des Deckels beschränken und einen Teil des Biegemoments übernehmen.

Der Lagerunterteil trägt die Unterschale auf zwei kräftigen Rippen, zwischen denen der Schmiering läuft; außen ist er der Deckelform entsprechend, als Drehkörper ausgebildet, an den sich die Ölkappen, die mit dem Mittelteil des Lagers durch Öffnungen in den Tragrippen verbunden sind, anschließen. Deckel und Unterteil sind gegeneinander

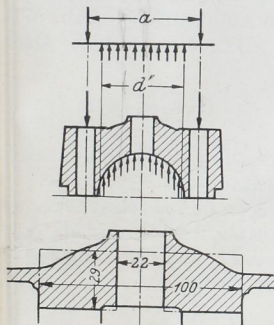


Abb. 1532. Zur Berechnung des Deckels.

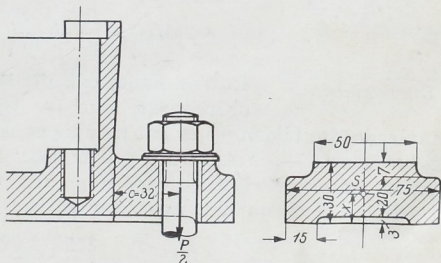


Abb. 1533. Zur Berechnung der Beanspruchung des Lagerflansches.

zentriert, um die richtige Lage der Schalen zu sichern, Verschiebungen zu verhindern, beide Schalenhälften zur Aufnahme axialer Kräfte geeignet zu machen und die Deckelschrauben von Seitenkräften zu entlasten. Die Auflagefläche des Deckels und der Ölkappen ist gut schließend bearbeitet, damit Ölverluste vermieden werden, was freilich ein Nachstellen der Lagerschalen bei eintretender Abnutzung erschwert.

Auf dem Fundament oder dem Lagerbock ist das Lager durch zwei $\frac{5}{8}$ ''-Schrauben befestigt. Kleine Verschiebungen zu ermöglichen, sitzen sie in Langlöchern und ruhen auf Unterlegscheiben.

Zur Verminderung der Abnutzung der Werkzeuge wurde die Bearbeitung der Grundfläche auf einen ringsumlaufenden Rand und eine Mittelleiste beschränkt. Ein Gewinn an Bearbeitungszeit ist damit allerdings nicht verbunden, da das Werkzeug die gesamte Grundfläche überlaufen muß.

Berechnung. Die Fußschrauben beanspruchen die Flansche nach Abb. 1533 auf Biegung, und zwar bei einem Hebelarm $c = 3,2$ cm mit.

$$\sigma_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{W} = \frac{1400 \cdot 3,2}{2 \cdot 8,01} = 280 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Widerstandsmoment W ergibt sich dabei wie folgt. Lage des Schwerpunktes, b auf die Unterkante des Querschnittes:

$$x = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,15 + 7,5 \cdot 2 \cdot 1,3 + 5 \cdot 0,7}{3 \cdot 0,3 + 7,5 \cdot 2 + 5 \cdot 0,7} = 49 \text{ cm}.$$

$$\text{Trägheitsmoment: } J = \frac{3 \cdot 0,3^3}{12} + 3 \cdot 0,3 \cdot 1,34^2 + \frac{7,5 \cdot 2^3}{12} + 7,5 \cdot 2 \cdot 0,19^2 + \frac{5 \cdot 0,7^3}{12} + 5 \cdot 0,7 \cdot 1,16^2$$

$$= 12,1 \text{ cm}^4;$$

$$\text{Widerstandsmoment: } W = \frac{J}{3,0 - x} = \frac{12,1}{1,51} = 8,01 \text{ cm}^3.$$

Beim Einbau des Lagers ist dafür Sorge zu tragen, daß der Lagerkörper gleichmäßig, vor allem aber in der Mitte gut aufliegt, damit die Belastung durch eine nach unten wirkende Kraft möglichst unmittelbar aufgenommen wird. Eine Aufstellung so, daß das Lager nur an den Enden gestützt ist, muß als fehlerhaft bezeichnet werden. Sie würde allein unzulässige Biegebeanspruchungen und Klemmungen bedingen, sondern das Lager beim Laufen auch leicht in Schwingungen geraten lassen.

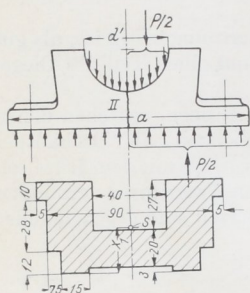


Abb. 1534. Zur Berechnung des Lagerkörpers.

Der Berechnung legt man eine gleichmäßige Verteilung des Flächendrucks auf der gesamten Auflagefläche, Abb. 1534, zugrunde und erhält damit das Biegemoment im Querschnitt II:

$$M_{bII} = \frac{P}{2} \left(\frac{a - d'}{4} \right) = \frac{1400}{2} \left(\frac{26 - 8}{4} \right) = 3150 \text{ kgcm}.$$

In dem Falle, daß die Belastung des Lagers von unten nach oben wirkt, wird der Querschnitt durch das Kräftepaar, das die Schraubenkräfte bilden — es hat zufällig zahlenmäßig genau den gleichen Wert wie das eben berechnete —, in Anspruch genommen. Am ungünstigsten ist mithin die vom Schwerpunkt am weitesten abliegende Faser des Querschnitts II, d. i. die in der Lagerhöhle gelegene, beansprucht, und zwar in dem einen Falle durch:

$$\sigma_{bII} = \frac{M_{bII} \cdot x_1}{J} = \frac{3150 \cdot 2,62}{67,6} = 122 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug, im andern auf Druck. J und x_1 sind auf ganz ähnliche Weise wie bei Querschnitt I ermittelt.

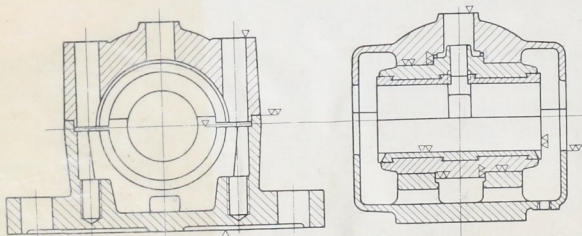


Abb. 1535 und 1536. Einfachere Kerngestaltung am Lager Abb. 1524 bis 1528. M. 1 : 5.

Der Guß des Lagers ist durch den verwickelten Kern des Unterteils und durch die recht erheblichen Unterschiede in den Wandstärken erschwert. Das genaue Passen an der Trennfuge und die vielfach geringen Spielräume sind nur bei großer Sorgfalt und Genauigkeit beim Einformen zu erreichen, wie man sie aber bei Anwendung von Formmaschinen verlangen kann. Wesentlich einfacher ist die Kerngestaltung bei der Ausbildung des Lagers nach Abb. 1535 und 1536.

Die Bearbeitung des Lagers bietet keine besonderen Schwierigkeiten.

b) Beanspruchung und Berechnung der Kurbelwellenlager.

Kurbelwellenlagern stehender, doppelwirkender Maschinen werden sowohl erteile wie auch die Deckel durch die wechselnden Auflagedrucke auf Biegung, schrauben durch die nach oben gerichteten Kräfte auf Zug beansprucht. Rie d Seiltriebe können Seitendrucke hervorrufen; meist ist aber die konstruktive