

dem Bund der linken Lagerschale läuft. Radiales Spiel wird dadurch beseitigt, daß der linke Zapfen auf der Welle der Länge nach verschiebbar ist und durch die Mutter M_2 in die richtige Lage gegenüber der Schale gebracht werden kann. Die Schmierung ist sehr sorgfältig als Ringschmierung ausgebildet.

Zur Führung stehender Wellen dienen Halslager, die in einfachen Fällen aus einteiligen Büchsen bestehen, bei zu erwartenden Abnutzungen oder bei der Notwendigkeit der Einstellung aber meist dreiteilig und durch Keile, Abb. 1581 oder Schrauben, Abb. 1582, nachstellbar gemacht werden. Schwierig ist die Schmierung solcher Halslager — sofern nicht ein Ölbad ausgebildet werden kann —, weil das Öl durch die Schalenkanten abgeschabt wird. Pockholzschalen, die man an Wasserturbinen gern verwendet, weil sie schon durch das Wasser genügend geschmiert werden, trennt man durch Blechplatten von den Keilen, Abb. 1581, damit sich diese nicht in die Holzschalen infressen.

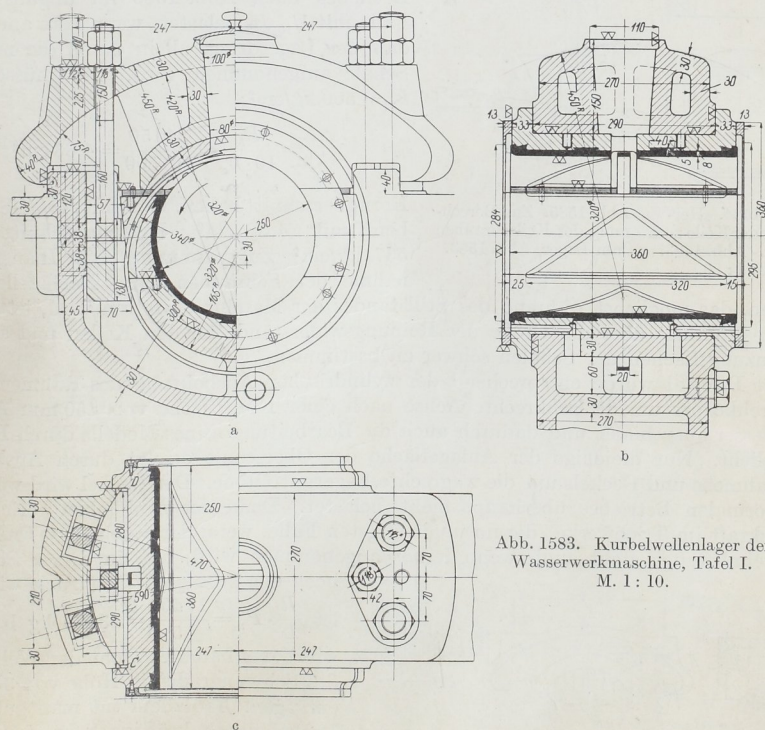


Abb. 1583. Kurbelwellenlager der Wasserwerkmaschine, Tafel I.
M. 1 : 10.

f) Berechnungsbeispiel.

Kurbelwellenlager der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Auf Seite 652 wurde für den Wellenzapfen ein Durchmesser $d = 250$ und eine Länge $l = 360$ mm ermittelt. Das Lager, Abb. 1583, hat vierteilige Schalen aus Gußeisen von 35 mm Stärke mit einem Weißmetallausguß von 8 mm Dicke und besitzt Ringschmierung. Die Schmiernuten führen das Öl immer wieder der Schalenmitte zu. Das an den Enden austretende Öl wird durch Spritzringe, die an der Welle und an der Kurbelnabe sitzen, Abb. 1298, in zwei an die Schalen angeschraubte Ölfangringe und von da durch Bohrungen in den Ölraum zurückgeleitet. Damit sich die Welle bei Wärmeschwankungen ausdehnen kann, sind zwar die Lager auf der Hoch- und Niederdruckseite der Maschine gleich, die Zapfen-

lauffläche auf der einen Seite dagegen um 1 mm länger gehalten, vgl. Abb. 1325. Oft wird zu dem Zwecke auch eine der Lagerschalen etwas schmalere, die Welle dagegen symmetrisch ausgeführt. Für die Nachstellung der mittleren Schalen sind Stahlgußkeile mit $1/10$ Neigung vorgesehen, die an der um die senkrechte Achse ausgedrehten Lagerhohlraum anliegen und durch Hammerschrauben angezogen werden. Sie können nach Abb. 1584 zu vieren zusammengeworfen, am äußeren Umfang zylindrisch, der Lagerhohlraum von 470 mm Durchmesser entsprechend, an den oberen und unteren Flächen aber eben abgedreht werden und bieten neben einfacher Herstellung den Vorteil, daß sie den Schalen eine gewisse Selbsteinstellung gewähren. Die schrägen Druckflächen werden auf der Stoßmaschine bearbeitet, auf der auch die vier Keile voneinander getrennt werden können. Ohne Rücksicht auf die Reibung sind die Keilschrauben während des Betriebes nach Abb. 1585 im ungünstigsten Falle mit $1/10 B_h$ belastet, wenn man annimmt, daß der Lagerdruck allein durch die mittlere Schale aufgenommen wird. Sie müssen bei $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$:

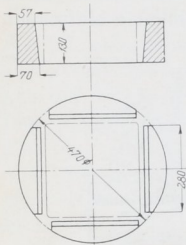


Abb. 1584. Herstellung der Keile zum Lager. Abb. 1583. M. 1 : 20.

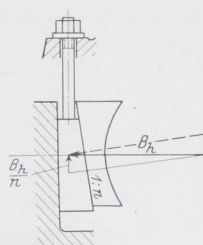


Abb. 1585. Zur Berechnung der Keilschrauben am Lager, Abb. 1583.

gewählt: $1\frac{1}{8}$ ''-Schrauben mit $4,5 \text{ cm}^2$ Kernquerschnitt und 537 kg/cm^2 Zugspannung. Die Inanspruchnahme der Schrauben beim Nachstellen der Schalen, das möglichst während des Stillstandes der Maschine erfolgen wird, ist wegen der Unsicherheit über die Größe der Reibungswiderstände an den Keilen und an den Begrenzungsflächen der Schalen schwer zu bestimmen.

$$F_0 = \frac{B_h}{10 \cdot k_z} = \frac{24150}{10 \cdot 500} = 4,83 \text{ cm}^2$$

Der Deckel wurde entsprechend der zylindrischen Ausbohrung des Rahmenraums als Drehkörper um die senkrechte Achse nach einer Kugelfläche von 450 mm Außenradius ausgebildet und dadurch auch die Bearbeitung seines Modells durch Drehen ermöglicht. Nur diejenige der Anlagefläche der Oberschale erfolgt durch Ausbohren des Rahmens und Deckels um die wagrechte Lagermittellinie. Der Deckel wird während des normalen Betriebes überhaupt nicht belastet. Denn der nach oben gerichteten Seitenkraft im Triebwerke, die im ungünstigsten Falle, wenn der Kurbelarm senkrecht zur Schubstange steht und, wenn ferner angenommen wird, daß in dieser Stellung

noch der größte Kolbendruck wirksam ist, $\frac{R}{L} \cdot P_n = \frac{17400}{5} = 3480 \text{ kg}$ beträgt, wirkt das halbe Gewicht der Welle und des Schwungrades in Höhe von 3650 kg entgegen. Trotzdem tut man gut, den Deckel durch kräftige Schrauben festzuhalten. Es sind vier Stück von $1\frac{1}{2}$ '' Durchmesser gewählt.

Der Deckel bildet man nun zweckmäßigerweise so aus, daß er den Kräften, die die Schrauben aufnehmen können, ebenfalls standhält. Querschnitt I über der Lagermitte ist dementsprechend bei $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$ Zugspannung im

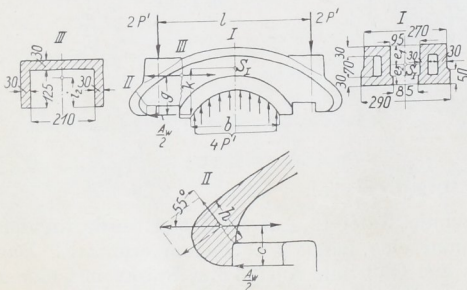


Abb. 1586. Zur Berechnung des Lagerdeckels.

auf Biegung nach Abb. 1586 zu berechnen. Kernquerschnitt F_0 können die Schrauben je:

$$P' = F_0 \cdot k_z = 8,39 \cdot 500 = 4195 \text{ kg}$$

aushalten. Dabei wird die Biegebeanspruchung in der äußeren Faser des Querschnittes *I*:

$$\sigma_b = 2 \cdot P' \frac{\left[\frac{l}{2} - \frac{b}{4} \right] \cdot e_1}{J_1} = \frac{2 \cdot 4195 [24,7 - 7,1] \cdot 6,8}{3296} = + 304 \text{ kg/cm}^2,$$

was noch zulässig erscheint. e_1 und J_1 wurden in bekannter Weise an dem daneben skizzierten Querschnitt unter Ersatz der bogenförmigen Außenbegrenzung durch gerade Linien ermittelt.

Der Deckelrand greift über die Zentrierleiste am Rahmen und verstärkt das Lager, indem er bei guter Passung einen Teil des Lagerdrucks aufnimmt. Berechnet man den Rand, um ein Urteil über seine Widerstandsfähigkeit zu bekommen, unter der sehr ungünstigen Annahme, daß an seiner Unterkante die Kraft $\frac{A_w}{2}$, Abb. 1586, angreife (wegen A_w vgl. S. 653), so wird der unter 55° liegende Querschnitt *II* nach der Theorie der geraden Balken mit:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot A_w \cdot c}{2 b h^2} = \frac{6 \cdot 23820 \cdot 5,3}{2 \cdot 27 \cdot 5,7^2} = 432 \text{ kg/cm}^2$$

und mit:

$$\sigma_z = \frac{A_w \sin 55^\circ}{2 b \cdot h} = \frac{23820 \cdot 0,819}{2 \cdot 27 \cdot 5,7} = 63 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht. Querschnitt *III* hat auszuhalten: an der inneren Faser:

$$\sigma_b = \frac{A_w \cdot g \cdot i_2}{2 J_3} = \frac{23820 \cdot 12,8 \cdot 10,3}{2 \cdot 3380} = 465 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_z = \frac{A_w}{2f} = \frac{23820}{2 \cdot 156} = 76 \text{ kg/cm}^2;$$

Querschnitt *I*:

$$\sigma_b = \frac{A_w \cdot k \cdot e_2}{2 J_1} = \frac{23820 \cdot 14,1 \cdot 6,3}{2 \cdot 3350} = 316 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_z = \frac{A_w}{2f} = \frac{23820}{2 \cdot 202} = 59 \text{ kg/cm}^2.$$

Dabei ist zu beachten, daß die Art der Beanspruchung der oben berechneten, nämlich der durch einen senkrecht nach oben gerichteten Druck erzeugten, entgegengesetzt gerichtet ist. Konstruktiv kann man die Inanspruchnahme dadurch günstiger gestalten, daß man den Hebelarm k klein hält, die Rahmenwandung also möglichst hoch hinaufzieht.

Die im Zusammenhang mit dem Lager wichtigen Querschnitte *I* und *II* des in Abb. 1699 wiedergegebenen Rahmens der Maschine sind in dem Abschnitt 22 nachgerechnet. Unter Beachtung der auf Seite 869 besprochenen Versuche sind kräftige Formen und bei der Berechnung nach der Theorie der geraden Balken niedrige Beanspruchungen, namentlich im Querschnitt *I*, geboten.

B. Gleitstützlager.

Der Einteilung der Stützapfen entsprechend, unterscheidet man Stützlager mit einer vollen oder einer ringförmigen Lauffläche, Abb. 1587 und 1588 und Kammlager mit mehreren ringförmigen Stützflächen, Abb. 1589. Für ihre Durchbildung und Beurteilung gilt neben den auf Seite 841 für Traglager aufgeführten Gesichtspunkten 1, 5, 6 und 7 noch der, daß die Achse der Stützflächen mit der Drehachse zusammenfallen muß, daß insbesondere ebene Flächen genau senkrecht zur Drehachse