

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

zu stehen haben, weil sonst die auf Seite 689 näher besprochenen Störungen unvermeidlich sind. Eintretende Abnutzungen sollen durch Auswecheln der Linen und des Laufzapfens oder durch Nachstellen in axialer Richtung leicht ausgeglichen werden können.

Die Flichkraft verlangt, daß das Öl in der Zapfenmitte oder am inneren Rande zu-, am äußeren abgeführt wird. Beispielsweise sieht man zu ersterem Zwecke an Stirnzapfen eine zentrale Bohrung, Abb. 1157 und 1587, zur Verteilung des Öls aber radiale oder auch schräg angeordnete gerade oder gekrümmte Nuten vor, die zweckmäßigerweise nach dem äußeren Rande zu enger werden, vgl. Abb. 1124. Am Kammzapfen Abb. 1991 führen die unteren radialen Bohrungen der Lagerschale das Öl zu, das durch die

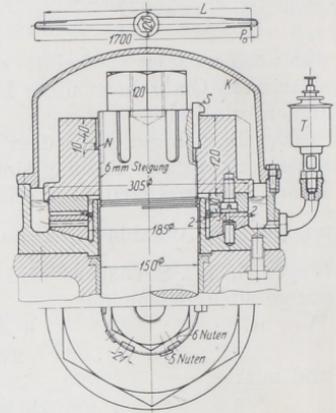


Abb. 1588. Turbinenstützlager für 5000 kg Druck. M. 1: 10 und 1: 50.

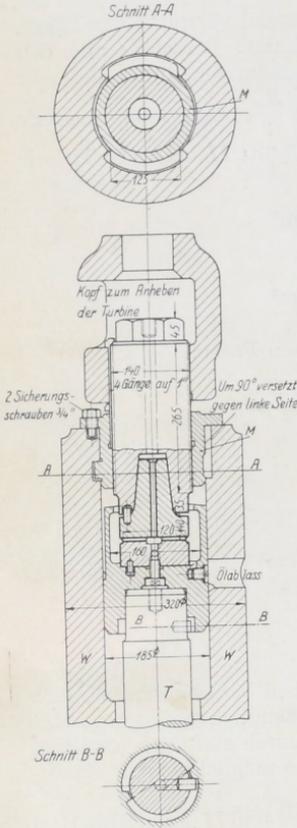


Abb. 1587. Oberwasserturbinenzapfen. (Nach Pfarr).

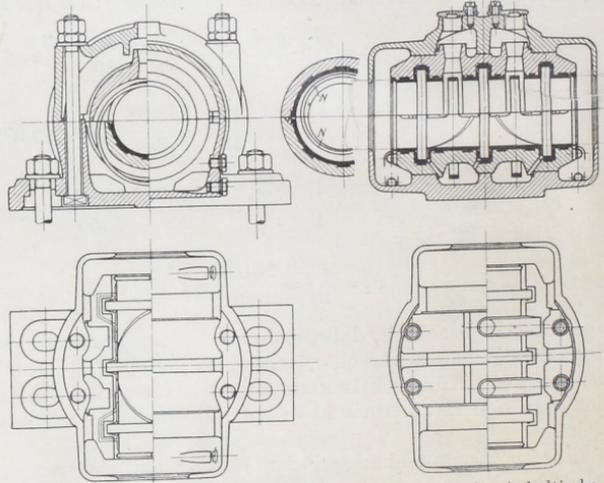


Abb. 1589. Kammlager für Triebwerkwellen. Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau.

Löcher im Scheitel wieder abfließt. Auch Preßöl pflegt bei hohen Belastungen in entsprechender Weise zu- und abgeleitet zu werden.

An Stützzapfen liegender Wellen ist Ringschmierung nach Abb. 1590 möglich. Vom Spurzapfen wird ein Schmiering mitgenommen, der das Öl an die Nut *N* im Scheitel der Linse *L* abgibt, von wo es durch Bohrungen der Zapfenmitte zufließt. An der Drehung ist die Linse durch einen Stift in der Kappe *K* gehindert.

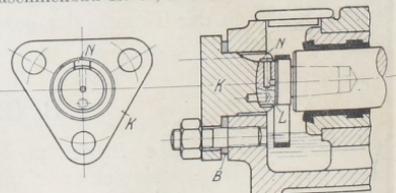


Abb. 1590. Stützzapfen mit Ringschmierung.

durch einen Stift in der Kappe *K* ge-

Die Einstellbarkeit der Stützflächen, die u. a. an Wasserturbinen wegen der Einhaltung des Spiels zwischen den Rädern oder wegen des richtigen Kämmens der Zahnräder gefordert wird, wird durch Blechscheiben *B*, Abb. 1590, bewirkt oder durch ein Gewinde auf dem Zapfenträger, Abb. 1588, in einfachen Fällen, wie in Abb. 1157, auch durch eine Stellschraube.

Bei wechselnder Druckrichtung bedingt die Abnutzung ein Zunehmen des Spiels und damit das Auftreten von Stößen. Es empfiehlt sich dann, für jede der Richtungen ein besonderes Drucklager vorzusehen und diese gegeneinander einstellbar zu machen.

Treten neben größeren axialen Kräften radiale auf, so ist ihre Aufnahme in getrennten Lagern grundsätzlich anzustreben, schon um die Ursachen auftretender Störungen leichter und sicherer feststellen zu können.

Ausführungsbeispiele. Einige einfache Bauarten sind in Abb. 1153, 1154 und 1157 für stehende Wellen, in Abb. 1190 und 1191 in Anwendung auf Schneckentriebe dargestellt und dort näher beschrieben.

Das Lager zu dem auf Seite 678 berechneten Stützzapfen für eine Welle von 150 mm Durchmesser bei 5000 kg Belastung und 200 Umdrehungen in der Minute ist in Abb. 1588 durchgebildet. Die Rechnung verlangt lediglich eine Breite des Zapfens von 5,55 cm, während die Wahl der Durchmesser freisteht. Im vorliegenden Falle wird der Innendurchmesser durch die Wand des Ölbehälters, in dem der Zapfen läuft, zu etwa 185 mm bestimmt, woraus ein mittlerer Durchmesser $d_m = 245$ mm folgt, wenn die Ringkanten um je 2 mm gebrochen werden und der Ring $b = 56$ mm breit ausgeführt wird. Das Brechen der Kanten ist nicht allein an der Lauffläche zu empfehlen, damit Beschädigungen und Ausbeulungen bei etwaigem unvorsichtigem Aufsetzen der Ringe verhütet werden, sondern auch an allen übrigen Kanten, um Rissen beim Härten vorzubeugen. Besonders sorgfältig müssen die Ölnuten abgerundet werden, um dem Öl den Zutritt zu den Laufflächen zu erleichtern. Die Dicke der stählernen Laufringe von im Mittel 30 mm ist durch die Bohrungen im unteren Ring gegeben, durch welche das in den Schmiernuten nach außen geförderte Öl wieder ergänzt und ein Ölkreislauf erzeugt wird. Wesentlich dünnere Scheiben würden sich beim Härten leicht verziehen oder brechen. Der untere Ring ist kugelig abgedreht und beim Laufen durch einen Stift am Mitgenommenwerden verhindert. Der obere ist scheibenförmig und durch zwei Schrauben an der Unterfläche der Mutter befestigt, damit er beim Auseinandernehmen nicht abfallen kann. Die Mutter ist reichlich hoch gehalten, um die Gewähr zu haben, daß die Lauffläche des oberen Ringes genau senkrecht zur Wellenachse steht. Zur Einstellung der Höhe nach dient Trapg 150×6 nach DIN 378, vgl. S. 216. Eine Feinnachstellung um je $\frac{1}{5}$ mm ist dadurch erreicht, daß, wie der Grundriß zeigt, in der Mutter fünf, in der Welle dagegen sechs Nuten für den Steckkeil *S* vorgesehen sind.

Beim Umstecken des Keiles in den nächsten Schlitz muß die Mutter um $\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{30}$ des Umfanges oder um $\frac{2}{10}$ mm angezogen oder nachgelassen werden. Das Einstoßen der Längsnuten in der Mutter ist durch eine ringsumlaufende Nut *N* erleichtert, während diejenigen in der Welle so lang sind, daß sie auch bei der höchsten Lage noch ausreichen. Zum Verstellen dient ein auf das Sechskant am Wellenende aufzusetzender Schlüssel, während die Mutter durch einen zweiten festgehalten wird. Das Tropf-schmiergefäß *T* führt während des Betriebes neues Öl zu, überschüssiges fließt über die Innenkante des Öltroges zu dem unter dem Stützlager liegenden Halslager. Zum Schutz gegen Schmutz und Staub ist die Kappe *K* vorgesehen.

Nachrechnung des Auflagedrucks an der Lauffläche unter Berücksichtigung der sechs Schmiernuten von 10 mm Breite und der beiden Löcher für die Schraubenköpfe:

$$p = \frac{P}{\pi \cdot d_m \cdot b - 6 \cdot b \cdot 1 - 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2,5^2} = \frac{5000}{\pi \cdot 24,5 \cdot 5,6 - 6 \cdot 5,6 \cdot 1 - 2 \cdot 4,90} = 12,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Flächendruck im Gewinde. Auflagefläche eines Gewindeganges bei 2,5 mm Tiefe:

$$f_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (15^2 - 14,5^2) = 11,6 \text{ cm}^2.$$

Zahl der Gewindegänge unter Abzug der Ringnut:

$$z = \frac{H - 10}{h} = \frac{120 - 10}{6} = 18,3.$$

Abzug für die sechs Keilnuten:

$$6 \cdot 2,1 \cdot 0,25 \cdot 10,7 = 33,7 \text{ cm}^2.$$

$$p = \frac{P}{z \cdot f_0 - 40,4} = \frac{5000}{18,3 \cdot 11,6 - 33,7} = 28 \text{ kg/cm}^2.$$

Schlüssellänge zum Einstellen der Welle bei $P = 5000 \text{ kg}$ Last. Bei einem mittleren Halbmesser $r = 7,35 \text{ cm}$ der Schraubengänge folgt der Steigungswinkel α der Schraube aus:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi \cdot r} = \frac{0,6}{2\pi \cdot 7,35} = 0,0130; \quad \alpha = 0^\circ 45'$$

und bei einem Reibungswinkel $\varrho = 5^\circ 40'$ ($\mu = 0,1$) das zum Anziehen der Spindel nötige Drehmoment nach (99):

$$M_a = P \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 5000 \cdot 7,35 \cdot \operatorname{tg}(45' + 5^\circ 40') = 4130 \text{ kgcm}.$$

Stehen zwei Mann zum Anziehen zur Verfügung, deren jeder $P_0 = 15 \text{ kg}$ Umfangskraft ausübe, so muß die Länge L des Schlüssels, Abb. 1588 oben:

$$L = \frac{M_a}{2 P_0} = \frac{4130}{2 \cdot 15} = 138 \text{ cm}$$

sein. Ausgeführt: doppelarmiger Schlüssel mit 1,7 m gesamter Länge.

Abb. 1587 gibt einen Oberwasserturbinenzapfen von J.M. Voith, Heidenheim, wieder. Das Laufrad hängt an der äußeren gußeisernen Hohlwelle W und wird durch die darin liegende, ruhende Tragstange T abgestützt. Auf T sitzt der gußeiserne, als Ölbehälter ausgebildete Topf für die untere feste Linse. Der Laufzapfen aus Stahl ist kegelig in die flußstählerne Stellschraube eingesetzt und dort eingeschliften. Zur Zuführung des Schmiermittels sind beide der Länge nach durchbohrt. Das Öl des Topfes wird durch die Bohrungen in der Linse zur Zapfenmitte geleitet und durch Schmiernuten nach außen befördert. Frisches Öl fließt von einem Schmiergefäß auf der Stellschraube zu. Die untere Linse ist durch eine Kopfschraube im Öltopf gehalten, damit sie beim Herausnehmen des Zapfens infolge der Adhäsion der Ölschicht nicht hängen bleibt, später aber abfällt. Auf gute Abdichtung dieser Schraube wie auch der Ablassöffnung ist besonderer Wert zu legen, um das Leerlaufen des Öltroges zu verhüten.

Das Muttergewinde für die Stellschraube liegt in einer Tragmutter M , die mit einem Bajonettverschluß in die Hohlwelle W eingesetzt, in dieser genau zentriert und durch zwei Kopfschrauben gesichert ist. Sie ist eingeschaltet zwecks Vermeidung des Gewindes in der gußeisernen Welle W . Auf das obere Ende der Stellschraube ist noch ein Kopf zum Anheben der Turbine aufgeschraubt. Die ziemlich vierteilige Bauweise erfordert eine sehr sorgfältige und genaue Ausführung, insbesondere des oberen Bajonettverschlusses, wenn die Zapfenfläche nicht schief sitzen und zu Störungen Veranlassung geben soll. Um von der Hohllecke in der Wellenausdrehung für die Bajonettnasen, die nicht völlig scharf ausgedreht werden können, unabhängig zu sein, ist der Nasendurchmesser etwas kleiner als der der Ausdrehung gehalten.

Abb. 1589 gibt ein normales Kammlager für Triebwerkwellen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A. G. wieder. Zwischen den drei Kammern laufen zwei Schmierringe, die das Öl zu den Laufflächen heben. Die Kämme werden durch exzentrisch

eingedrehte kreisförmige Nuten N mit Öl benetzt, das durch Bohrungen in den tiefsten Punkten der Laufflächen wieder zum Ölraum unter dem Lager zurückfließt.

Die Lager zur Aufnahme der bedeutenden Schraubendrucke großer Schiffe werden nach Abb. 1591 aus einzelnen Bügeln zusammengesetzt. Die Druckwelle, der Auswechsellager wegen meist als kurzes besonderes Wellenstück ausgebildet, läuft in zwei Traglagern an den Enden eines Troges, der das Drucklager aufnimmt. Die mit Wasserkühlung versehenen und an den Laufflächen mit Weißmetall ausgefütterten Bügel sind auf zwei Spindeln gereiht, auf denen sie durch Muttern und Gegenmuttern genau eingestellt werden, von denen sie aber auch beim Warmlaufen oder bei Beschädigungen zwecks Auswechslung leicht einzeln abgenommen werden können, da sie die Welle und die Spindeln nur von oben her umfassen. Von den Spindeln wird die Druckkraft durch lange Augen auf den Trog, von da auf den Schiffskörper übertragen.

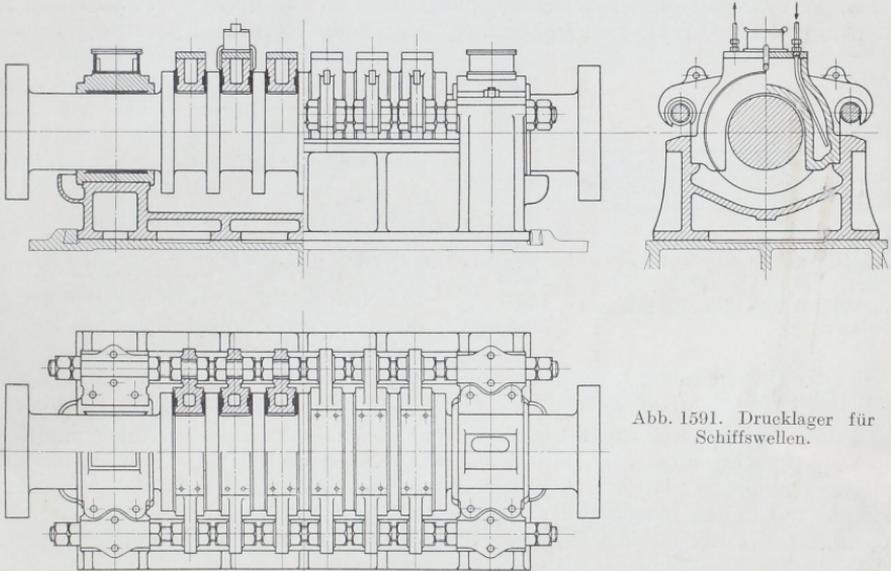


Abb. 1591. Drucklager für Schiffswellen.

* Eine wesentliche Verbesserung dieser Drucklager stellt das „Einringdrucklager“ von Michell dar, bei welchem die Stützfläche in eine Anzahl kurzer Druckstücke zerlegt ist, die durch Schrauben so gestützt sind, daß sie sich beim Laufen etwas schräg zum Druckring stellen und so die keilige Ölschicht bilden, die für das Zustandekommen reiner Flüssigkeitsreibung notwendig ist. (Vgl. S. 681.) An den Druckstücken, Abb. 1134, die in einer ringförmigen Ausdehnung radial festgehalten sind, greifen die Stützschauben etwas hinter der Mitte im Sinne der durch Pfeile angedeuteten Laufrichtung des Zapfens an. Das Drucklager ist zusammen mit dem unmittelbar daneben angeordneten Halslager zur sicheren Führung des Rings in ein Ölbad gelegt, das durch die Stopfbüchsen an den beiden Enden ermöglicht wird. Die Michell-Lager finden in neuere Zeit auf Schiffen, aber auch an Wasserturbinen zunehmende Anwendung und haben sich schon bei Wellenleistungen bis zu 25000 PS bewährt. Nach dem Taschenbuch der Hütte gestatten sie den Flächendruck bei 2 m/sek Umlaufgeschwindigkeit auf 2 gegenüber höchstens 5,5 kg/cm² bei den älteren Drucklagern zu erhöhen. Die Reibungszahl wird mit 0,0015 gegenüber 0,03 angegeben.