

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

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

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

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.

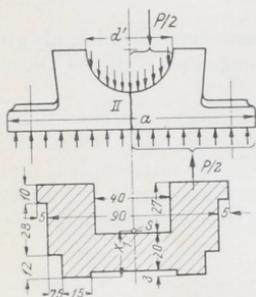


Abb. 1534. Zur Berechnung des Lagerkörpers.

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.

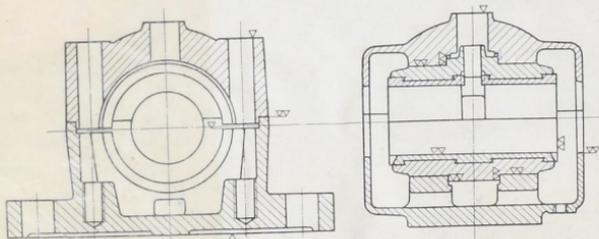


Abb. 1535 und 1536. Einfachere Kerngestaltung am Lager Abb. 1524 bis 1528. M. 1:5.

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

Durchbildung dieser gewöhnlich nur zweiteiligen Lager mit wagrechten Fugen im Zusammenhang mit den Rahmen oder Ständern der Maschinen nicht schwierig.

An Lagern liegender Kolbenmaschinen sind vor allem die durch die Triebwerkkräfte auf Zug, Biegung und Schub beanspruchten Querschnitte *I* und *II*, Abb. 1699, sorgfältig zu berechnen. Abb. 1537 gibt ein Lager einer großen Dreizylindermaschine [XXI, 2] wieder, das durch Wasserschlag infolge Eindringens einer größeren Menge Wasser in den Niederdruckzylinder gebrochen war. Die Bruchlinie verläuft am Lagerkörper unter ungefähr  $\alpha = 45^\circ$  nach *ab*, am übergreifenden Deckel nach *cd*. Läßt man die stützende Wirkung des Deckels unberücksichtigt, so wird der Querschnitt *ab* durch die wagrechte Seitenkraft des Lagerdrucks *P* am Hebelarm *e* auf Biegung, außerdem durch  $P \sin \alpha$  auf Zug und durch  $P \cos \alpha$  auf Schub in Anspruch genommen, wie leicht ersichtlich, wenn man *P* im Schwerpunkt des

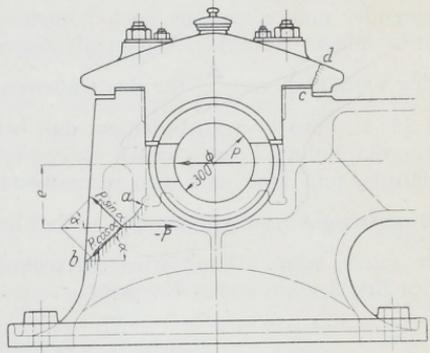


Abb. 1537. Bruch eines Kurbelwellenlagers.  
M. 1: 25. (Nach Bach).

Bruchquerschnitts gleich und entgegen-  
Die geringen Beanspruchungen, die sich nach den üblichen Formeln für den geraden Balken  $\sigma_b = \frac{P \cdot e}{W}$  und  $\sigma_z = \frac{P \cdot \sin \alpha}{F}$  ergaben, veranlaßten Bach, Versuche mit zwei gußeisernen Körpern nach Abb. 1538 anzustellen,

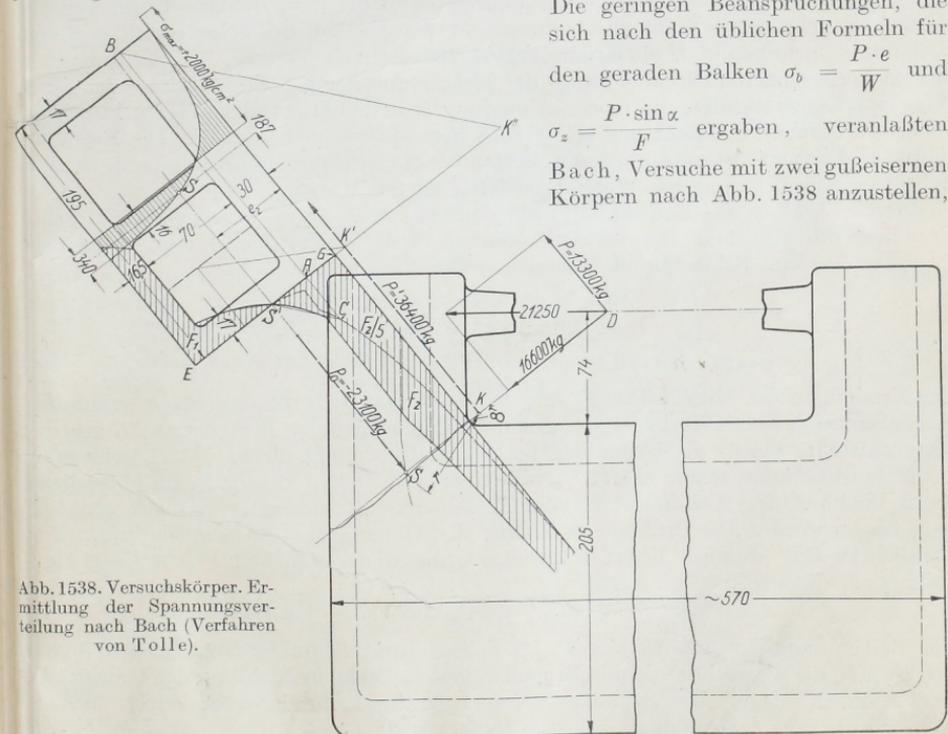


Abb. 1538. Versuchskörper. Ermittlung der Spannungsverteilung nach Bach (Verfahren von Tolle).

die rechnermäßig im Augenblick des Bruches die folgenden Beanspruchungen aufwiesen:

am Körper I	$\sigma_b = 572 \text{ kg/cm}^2,$	$\sigma_z = 105 \text{ kg/cm}^2,$
am Körper II	$\sigma_b = 502,3 \text{ kg/cm}^2,$	$\sigma_z = 117,5 \text{ kg/cm}^2,$

während je vier aus den Körpern herausgearbeitete gerade Biegestäbe rechteckigen Querschnitts im Mittel  $K_b = 2343$  und  $2465 \text{ kg/cm}^2$  und je drei Zugstäbe  $K_z = 1167$  und  $1246 \text{ kg/cm}^2$ , also erheblich höhere Werte zeigten. Zum Vergleich der Werte untereinander muß allerdings noch berücksichtigt werden, daß Biegeversuche an Gußeisen stets höhere Festigkeitszahlen als Zugversuche liefern — im vorliegenden Falle betrug das Verhältnis von  $\frac{K_b}{K_z}$  für das Gußeisen des ersten Körpers  $2,01 : 1$ , für das des zweiten  $1,98 : 1$ . Ferner ist zu beachten, daß bei hohlen Querschnitten, bei denen der Baustoff von der Nullachse nach außen verlegt ist, nach Seite 101 mit einem etwas kleineren Verhältnis, und zwar mit dem etwa  $0,89$ fachen der an rechteckigen Stäben ermittelten Biegefestigkeit zu rechnen ist, so daß im Falle der Versuchskörper  $\frac{K'_b}{K_z} = 1,79$  und  $1,76$  zu setzen wäre. Damit wird die rechnungsmäßige Gesamtanstrengung im Augenblick des Bruches am ersten Körper:

$$\sigma = \sigma_z \cdot \frac{K'_b}{K_z} + \sigma_b = 105 \cdot 1,79 + 572 = 760 \text{ kg/cm}^2,$$

am zweiten:

$$117,5 \cdot 1,76 + 502,3 = 709 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ermittlung führt also zu einer ganz bedeutenden Unterschätzung der tatsächlich auftretenden, rund dreimal so großen Beanspruchung. Das ist auf die Kerbwirkung in der Kehle  $K$  zurückzuführen. Zur richtigeren Beurteilung schlägt Bach vor, die Formel für gekrümmte Stäbe zu benutzen und den Abstand des Schwerpunktes  $S$  vom Krümmungsmittelpunkt  $K$  als Krümmungshalbmesser  $r$  einzusetzen. Freilich entspricht das im vorliegenden Falle keineswegs der Krümmung der Schwerpunktklinie der durch  $K$  gelegten Querschnitte, die in der Abbildung strichpunktiert eingetragen, nur wenig von einer Geraden abweicht und schief zum Bruchquerschnitt verläuft. Die Rechnung führt aber doch zu wahrscheinlicheren Werten für die Beanspruchung und damit zu einer richtigeren Einschätzung der Widerstandsfähigkeit des Körpers.

In Abb. 1538 ist die Berechnung nach dem auf Seite 48 beschriebenen Tolleschen Verfahren durchgeführt. Bei der Aufzeichnung in natürlicher Größe ergaben sich die folgenden Zahlen. Schwerpunktabstand von der inneren Faser:

$$e_2 = \frac{\sum(f \cdot e)}{\sum f} = \frac{19,5 \cdot 11,65 \cdot 5,83 - 7,0 \cdot 14,5 \cdot 6,5}{19,5 \cdot 11,65 - 7,0 \cdot 14,5} = 5,3 \text{ cm},$$

$$r = e_2 + 0,8 = 6,1 \text{ cm}.$$

Zur Ermittlung der Hilfsflächen  $F_1$  und  $F_2$  denkt man sich die drei Stege zusammengeschieben, so daß ein U-förmiger Querschnitt mit einer geraden Begrenzung  $EG$  an einer Seite entsteht, welche als Grundlinie bei der Aufzeichnung dient. Da  $F_2$  sehr große Ordinaten bekommt, wurde es auf  $\frac{1}{5}$  verkleinert ermittelt, indem z. B. für einen beliebigen Punkt  $A$  der Abstand  $AK'$  vom Mittelpunkt  $K'$  fünfmal vergrößert als  $AK''$  aufgetragen wurde. Die Ordinate in  $A$  trifft den Umfang des Querschnitts in  $B$ . Eine Parallele zu  $BK''$  durch  $S'$  liefert in  $AC$  eine Ordinate der gesuchten Fläche  $F_2$  im Maßstabe  $1 : 5$ . Es wird:

$$F' = F_1 - F_2 = 21,4 - 132,5 = -111,1 \text{ cm}^2.$$

Zur Bestimmung der Ersatzkräfte  $P_0$  im Schwer- und  $P'$  im Krümmungsmittelpunkt zerlegt man die wagrecht wirkende Bruchlast von  $21250 \text{ kg}$  in Richtung der Bruchfläche und senkrecht dazu. Die Schubkraft von  $16600 \text{ kg}$  kann unberücksichtigt bleiben, während die senkrechte Seitenkraft  $P = 13300 \text{ kg}$ :

$$P' = P \frac{\overline{SD}}{\overline{SK}} = 13300 \cdot \frac{16,7}{6,1} = +36400 \text{ kg}$$

und

$$P_0 = P - P' = 13300 - 36400 = -23100 \text{ kg}$$

gibt. Mit:

$$\sigma' = \frac{P'}{F'} \frac{e_2}{r + e_2} = \frac{36\,400}{-111,1} \cdot \frac{-5,3}{6,1 - 5,3} = 2171 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_0 = \frac{P_0}{F} = -\frac{23\,100}{123,8} = -187 \text{ kg/cm}^2$$

läßt sich die hyperbolische Spannungsverteilung aufzeichnen. In der inneren Faser entsteht eine Höchstspannung von  $2171 - 187 = 1984 \approx 2000 \text{ kg/cm}^2$ .

Zum Vergleich mit der an Probestäben rechteckigen Querschnitts ermittelten Biegefestigkeit wäre das Ergebnis noch mit der schon oben erwähnten Berichtigungszahl 0,89 zu dividieren, so daß  $\sigma'_b = \frac{1984}{0,89} = 2230$  würde, was eine ziemlich gute Übereinstimmung

mit dem Mittelwert  $K_b = 2343 \text{ kg/cm}^2$  aus den vier Biegeversuchen ergibt.

Konstruktiv wird man vor allem auf gute Ausrundung und allmählichen Übergang in der Kehle  $a$ , Abb. 1537, hinarbeiten und so die gefährliche Spannungssteigerung und Anhäufung der Spannungslinien infolge der Kerbwirkung zu mildern suchen.

### c) Triebwerklager.

Ein Sellersstehlager mit gußeisernen Lagerschalen und Kugelbewegung, eine Normalausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau, zeigt Abb. 1539. Es wird nach den Listen von 25 bis 130 mm Durchmesser ausgeführt und ist vor allem für

leichte Triebwerke geeignet. Infolge der Selbsteinstellbarkeit können die Schalen große Länge,  $l = 4d$ , haben, dürfen aber des Baustoffes wegen nur mäßig, mit 6 bis höchstens  $10 \text{ kg/cm}^2$  belastet werden, so daß die Tragfähigkeit  $P = 6$  bis  $10 \cdot d \cdot l \text{ kg}$  ist. Zur Schmierung dient entweder Starrschmiere, die in die durch lose Deckel geschlossenen Öffnungen  $O$  eingefüllt wird oder Öl

aus einem auf den Deckel aufgesetzten Gefäß. Zum Auffangen des abfließenden Schmiermittels sind an den Lagerunterteilen große Ölschalen angegossen, in welche das Öl durch Tropfkanten  $T$  geleitet wird. Bis zu 65 mm Bohrung haben die Lager zwei, darüber hinaus vier kugelige Stützflächen. Ganz ähnliche Schalen werden auch auf Lagerböcken und Wandarmen verschiedenster Form verwandt, so beispielweise am Säulenarmlager, Abb. 1540 und 1541, oder an Hängelagern, an denen Sellerssche Stellschrauben die Höheneinstellung vermitteln. Wichtig ist bei der Ausführung dieser Schrauben, daß die Kugelmitten genau in der Schraubenchse liegen, damit das sonst eintretende Verschieben der Schalenhälften beim Anziehen der Schrauben vermieden wird.

Wesentlich vervollkommenet wurden die Triebwerklager durch die Einführung der Ringschmierung, die heutzutage fast ausschließlich benutzt wird. Abb. 1542 zeigt ein Bamag-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G. Die Unterschale ist zu einem großen Ölbehälter ausgebildet, aus dem zwei symmetrisch zur Mitte angeordnete Schmierringe, die in Aussparungen der Oberschale laufen, das Öl zum höchsten Punkte der Welle heben. Durch breite Nuten in der Teilfuge wird es auf der ganzen Schalenlänge verteilt und durch eine Bohrung  $B$  im tiefsten Punkte der Nuten, sowie durch die Ölrinnen  $R$  am Ende der Lauffläche dem Ölbehälter wieder zugeführt. Zwei weitere Rinnen  $R'$  in den bis nahe an die Welle herangezogenen Stirnwänden nehmen das Öl, das an der Welle entlang schleicht, ab und leiten es ebenfalls in den Behälter zurück.

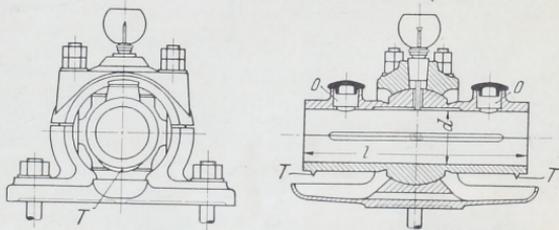


Abb. 1539. Normales Bamag-Stehlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.-G., Dessau.