

Bei kleineren, rasch laufenden Maschinen wird der Unterteil des ganz geschlossenen Rahmens häufig zur Bildung eines Ölbadens, Abb. 991, benutzt, aus dem das Öl durch die Schubstangenköpfe wieder erfaßt, im Gehäuse umhergespritzt und allen Teilen zugeführt wird. Dabei ist auf gute Abdichtung sämtlicher Deckel und Fugen besonderer Wert zu legen.

Auch an Werkzeugmaschinen liegt häufig die Aufgabe vor, den bei der Bearbeitung nötigen Öl- oder Wasserstrom sicher aufzufangen und der Pumpe oder einem Sammelbehälter wieder zuzuleiten. Richtige Ausbildung des Bettes, ferner Fangbleche, Randleisten an den Tischen usw. dienen dazu.

Für die Aufstellung und das Untergießen der Rahmen ist es vorteilhaft, ihre Unterfläche eben zu halten. Nachdem der Rahmen unter Benutzung von Unterlagen oder Keilen genau ausgerichtet ist und die Fundamentschrauben mäßig angezogen sind, wird der Zement zum Untergießen am besten durch Löcher im Rahmen von innen her eingegossen, während ein rings um den Rahmen angebrachter Ton- oder Lehmrand das Abfließen verhütet, die Ankerlöcher aber sorgfältig verstopft sind. Ist der Zement nahezu erhärtet, so werden die Fundamentschrauben nochmals gleichmäßig und kräftig angezogen. Untergossene Teile haften sehr fest an den Fundamenten und sind nur schwer wieder abzulösen.

Zur Verhütung von Unfällen werden bewegte Teile mit Geländern, Schutzgittern, Hauben usw. umgeben, für die, wenn sie am Rahmen befestigt werden sollen, die nötigen Augen, Warzen und Arbeitsflächen vorzusehen sind.

### 5. Konstruktions- und Berechnungsbeispiel.

Der Bajonettrahmen, Abb. 1698, zur liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I, zeigt die gebräuchliche Rundführung des Kreuzkopfes und liegt vorn ganz, am Zylinderende aber mit einem Fuß auf dem Fundament auf. Sechs Anker, die am vorderen Teil an hohen Augen oder zwischen den Rahmenwänden angreifen und nur am Fuß wegen der Zylinderflanschschrauben auf niedrigen Butzen sitzen müssen, halten ihn darauf fest. Die Lage der Maschinenmitte über Flur wurde, um auf eine bequeme Bedienungshöhe zu kommen, zu 650 mm angenommen. Das ist auch die Höhe des Fußes, während das Lager, das mit dem Bajonett 100 mm niedriger gehalten werden konnte, auf einen Mauersockel gesetzt wurde. Das Öl, das der untere Kreuzkopfschuh vor sich herschiebt, wird in Rinnen an den Enden der Gleitbahn, außerdem durch die besonders aufgesetzte Kappe am vorderen und eine angegossene Rippe am hinteren Ende aufgefangen. Zum Lösen des Keils und Herausnehmen des Kreuzkopfbolzens dient eine Öffnung  $A$  in der Führung. Hoch- und Niederdruckzylinder haben verschiedene Flanschabmessungen; dementsprechend müssen auch die Rahmenanschlüsse und die Augen für die schmiedeeisernen Stangen, welche die freien Kräfte vom Pumpenkörper übertragen und den Kräfteschluß in der Maschine herbeiführen, an den beiden Rahmen verschieden gestaltet werden. Beim Einführen kann man sie als auswechselbare Modellteile an die Kreuzkopfführung anstecken. In ähnlicher Weise muß zur Ausführung des Linksr Rahmens auf der Hochdruckseite ein besonderes Modell für den Bajonettarm, soweit er im Grundriß durch Randstrichelung hervorgehoben ist, hergestellt werden. Am Kurbellagermodell brauchen nur die Ölränder umgewechselt zu werden. Die Gleitbahnführung samt dem Ansatzstück des Bajonetts kann dadurch, daß sie symmetrisch zur wagrechten Hauptebene ausgebildet ist, für beide Rahmen verwandt werden, wenn die Kernmarke, die Arbeitsflächen für die Steuerwellenlager, die Butzen für die Ölgefäße, die Ölfangrippe und der Fuß am vorderen Ende umgesteckt werden. Der Rahmen wird ähnlich, wie in Abb. 1696 dargestellt, in umgekehrter Lage gegossen, um das Aufhängen und Entlüften der Kerne durch die großen Öffnungen in der Unterfläche des Bajonetts zu erleichtern.

Die Bearbeitung des Rahmens erfolgt, abgesehen von dem Bohren der Löcher, durch Dreharbeit nach den drei Hauptachsen, nämlich durch Abdrehen des Flansches und Ausbohren der Kreuzkopfführung längs der Hauptmittellinie, durch Ausbohren des

Kurbellagers um die Senkrechte, zum Zweck, die Anlageflächen für die Keile und die Zentrierung des Deckels, Abb. 1583, zu schaffen und schließlich, nach dem Aufsetzen des Deckels, durch Ausbohren nach der wagrechten Mittellinie des Lagers, um die Stützflächen der unteren und oberen Schale herzustellen.

Die am Rahmen angreifenden Kräfte sind in Abb. 1699 eingetragen; sie ergeben sich an Hand der Abmessungen des Rahmens und der Welle, Abb. 1325, auf der Hoch-

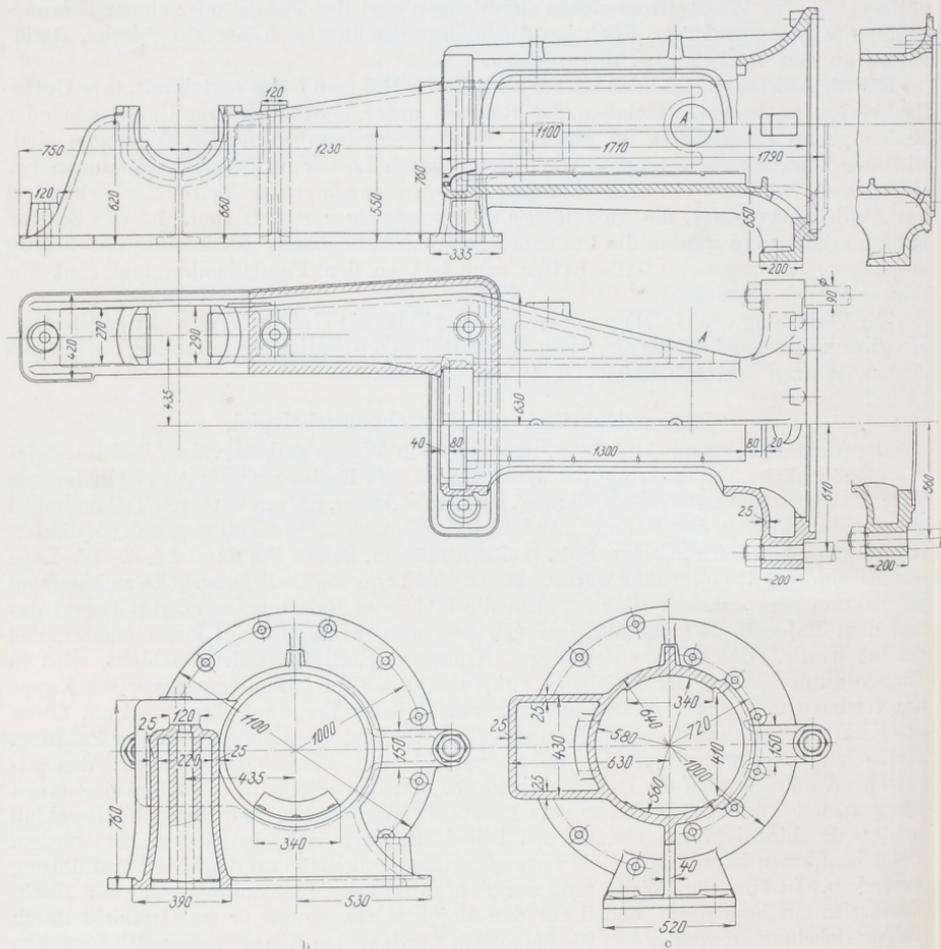


Abb. 1698. Bajonettrahmen zur liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I. M. 1: 30.

druckseite wie folgt, wenn der Kolben in der hinteren Totlage steht: Dampfdruck  $P_a = 16900$  kg, am hinteren Zylinderdeckel angreifend, Pumpendruck  $P_p = 3700$  kg, in den Stangen. In der Kolbentotlage summieren sich die beiden Drücke und liefern  $P_0 = P_a + P_p = 20600$  kg einerseits in der Mitte des Rahmens, andererseits im Triebwerke wirkend, wenn man von den Massenkraften absieht, wie es bei langsamem Lauf der Maschine notwendig ist. Nimmt man an, daß  $P_0$  am Hochdruckkurbelzapfen voll zur Wirkung kommt, während am Niederdruckkurbelzapfen, der um  $90^\circ$  voreilt, die Differenz des Dampf- und Pumpdruckes  $P_1 = 150$  kg (vgl. Seite 777) angreift, so

wird nach dem in Abb. 1326 dargestellten Schema der Welle der wagerechte Druck im Lager:

$$B_w = \frac{P_0 \cdot 293,5}{250} - \frac{P_1 \cdot 43,5}{250} = 24160 \text{ kg.}$$

Die Differenz  $B_w - P_0 = 24160 - 20600 = 3560 \text{ kg}$  ist eine am Hochdruckrahmen wirkende freie Kraft, die an der Auflagefläche des Rahmens auf das Fundament übertragen werden muß.

In ähnlicher Weise ist auch das Moment  $P_0 \cdot b$ , das den Rahmen auf dem Fundament zu drehen und das Kurbellager gegenüber der Welle zu kanten sucht, durch die Reibung aufzunehmen, welche die Ankerschrauben zu erzeugen haben.

In senkrechter Richtung wirkt auf das Lager die Summe des halben Wellen- und Schwungradgewichts,  $B_s = 3650 \text{ kg}$ , während der Einfluß von  $\frac{P_1}{5}$  am Niederdruckzapfen in Höhe von  $\frac{P_1 \cdot 43,5}{5} = 5,2 \text{ kg}$  vernachlässigt werden kann.

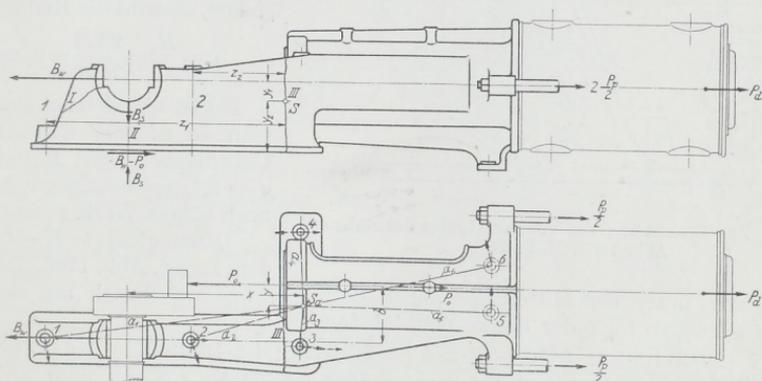


Abb. 1699. Die am Hochdruckrahmen der Wasserwerkmaschine, Tafel I, wirkenden Kräfte. M. 1:50.

Bei der normalen Drehzahl der Maschine  $n = 35$  in der Minute vermindert der Massen-  
druck von 1115 kg (s. Seite 608) die Triebwerkskraft auf  $20600 - 1115 = 19485 \text{ kg}$ ,  
den wagerechten Lagerdruck auf  $\frac{19485 \cdot 293,5}{250} - \frac{150 \cdot 43,5}{250} = 22850 \text{ kg}$  und die freie  
Kraft auf  $22850 - 20600 = 2250 \text{ kg}$ .

Den folgenden Festigkeitsrechnungen sind die größten der eben ermittelten  
Kräfte zugrunde gelegt.

Was zunächst die Aufnahme der freien Kräfte anlangt, so wird für  $B_w - P_0$  im  
wesentlichen die Reibung in Frage kommen, welche die vier Anker am Rahmenvorder-  
teil erzeugen. Nimmt man an, daß sich die Kraft gleichmäßig auf sie verteilt, so ent-  
fallen auf jeden  $\frac{B_w - P_0}{4} = \frac{3560}{4} = 890 \text{ kg}$ . Weniger sichere Angaben lassen sich über

die Aufnahme des freien Moments  $P_0 \cdot b$  machen. Am einfachsten ist es, vorauszusetzen,  
daß in den sechs Anker, wenn sie gleichmäßig angezogen werden, auch gleich große  
Längs- und damit gleichgroße Reibungskräfte an der Rahmenunterfläche entstehen.  
Als Hebelarme, an denen sie  $P_0 \cdot b$  das Gleichgewicht halten, darf man die Abstände  
 $a_1$  bis  $a_6$ , Abb. 1699, von dem gemeinsamen Schwerpunkt  $S_0$  der Ankerquerschnitte  $f$   
einsetzen. Die Lage des letzteren ergibt sich:

1. bezogen auf die Hauptmittellinie der Maschine aus:

$$6 \cdot f \cdot y = f(2 \cdot 43,5 + 47,5 - 38,5 + 18,5 - 18,5); \quad y = \frac{96}{6} = 16 \text{ cm};$$



senkrecht zur Oberfläche zerstört wird, weil dabei die Widerstandsfähigkeit am geringsten ist. Es ergeben sich so Bruchquerschnitte, an denen nur das Maß  $\alpha$  verschieden groß ist, was die Ermittlung der Schwerpunktlagen und der Trägheitsmomente erleichtert. Dabei wurde das bogenförmige Stück in Rechtecke und Dreiecke zerlegt. Die Querschnitte werden zusammengesetzt beansprucht:

1. auf Biegung mit  $\sigma_b$  durch das Moment  $B_w \cdot c$ ,
2. auf Zug mit  $\sigma_z$  durch  $B_w \cdot \sin \alpha$ ,
3. auf Schub mit  $\tau_s$  durch  $B_w \cdot \cos \alpha$ .

Die Summe der unter 1 und 2 genannten Spannungen führt zu der größten Inanspruchnahme auf Zug an der Innenkante  $k_1$  der Kehle. Sie ist maßgebend für die Beurteilung der Festigkeitsverhältnisse dieser Stelle des Rahmens. Da die Berechnung keine Schwierigkeiten bietet, seien nur die Ergebnisse zusammengestellt:

Querschnitt	Neigung des Querschnitts $\alpha$	Lichte Höhe $x$ mm	Schwerpunktlage $y$ mm	Querschnitt $f$ cm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment $J$ cm <sup>4</sup>	Biegespannung $\sigma_b$ kg/cm <sup>2</sup>	Zugspannung $\sigma_z$ kg/cm <sup>2</sup>	Beanspruchung der Kehle $k_1$ $\sigma = \sigma_b + \sigma_z$ kg/cm <sup>2</sup>	Schubspannung $\tau_s$ kg/cm <sup>2</sup>
a	16° 20'	180	147,5	294,5	25850	138	28	166	118
b	27°	215	164	315,5	35850	129	35	164	102
c	37°	275	193	351,5	57300	123	41	164	82

Sehr verwickelt ist die Inanspruchnahme der Ansatzstelle des Bajonetts III, Abb. 1699, an der Kreuzkopfführung. Zur Vereinfachung werde der gefährliche Querschnitt senkrecht zur Achse der Maschine und näherungsweise in der symmetrischen Uförmigen Gestalt, Abb. 1701, angenommen. Tatsächlich würde ein Bruch wohl in der Kehle ansetzen, wegen der nicht einfachen Form der Ansatzstelle aber ziemlich unregelmäßig verlaufen. Immerhin gibt die gemachte Annahme einen ersten Anhalt für die in der Kehle zu erwartenden Spannungen. Betrachtet man das linke Ende des Rahmens in Abb. 1699, so wirken auf den Querschnitt III die folgenden Kräfte:

1.  $B_w$  auf Zug und am Hebelarm  $y_1 = 16,1$  cm in der senkrechten Ebene auf Biegung,

2. die Anteile der freien Kraft  $B_w - P_0$ , die auf die Schrauben 1 und 2 entfallen, auf Druck und am Hebelarm  $y_2 = 39,8$  cm auf Biegung,

3. die von den Anker 1 und 2 aufgenommenen Teilkräfte  $R_1$  und  $R_2$  des Reibungsmomentes, das  $P_0 \cdot b$  das Gleichgewicht hält. Zur Vereinfachung der Rechnung sei ihre Richtung parallel zur Ebene des Querschnittes III angenommen. Sie wirken dann an den Hebelarmen  $z_1$  und  $z_2$  auf Biegung, an  $y_2$  auf Drehung und schließlich noch auf Schub.

Die größte Zugspannung tritt im Punkte a, Abb. 1701, in der Rahmenkehle auf. Dort betragen die einzelnen Spannungen bei einem Querschnitt  $f_{III} = 475$  cm<sup>2</sup>, einem Trägheitsmoment  $J_1 = 303400$  cm<sup>4</sup> um die wagrechte und  $J_2 = 95140$  cm<sup>4</sup> um die senkrechte Schwerlinie des Querschnittes:

$$1a) \text{ Zugspannung durch } B_w: \quad \sigma_z = \frac{B_w}{f_{III}} = \frac{24160}{475} = + 51 \text{ kg/cm}^2,$$

$$1b) \text{ Biegespannung durch } B_w: \quad \sigma_{b1} = \frac{B_w \cdot y_1 \cdot e_1}{J_1} = \frac{24160 \cdot 15,2 \cdot 35,2}{303400} = + 42,6 \text{ kg/cm}^2,$$

$$2a) \text{ Druckspannung durch } \frac{B_w - P_0}{2}: \quad \sigma_d = \frac{B_w - P_0}{2 \cdot f_{III}} = \frac{3360}{2 \cdot 475} = - 3,5 \text{ kg/cm}^2,$$

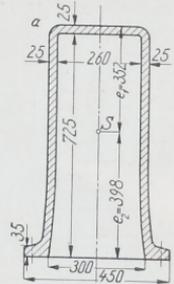


Abb. 1701. Querschnitt III des Rahmens Abb. 1699. M. 1: 20.

$$2b) \text{ Biegespannung durch } \frac{B_w - P_0}{2} : \sigma_{b2} = \frac{(B_w - P_0) \cdot y_2 \cdot e_1}{2 \cdot J_1} = \frac{3360 \cdot 39,8 \cdot 35,2}{2 \cdot 303400} = +7,7 \text{ kg/cm}^2,$$

$$3a) \text{ Biegespannung durch } R_1 + R_2 : \sigma_{b3} = \frac{(R_1 \cdot z_1 + R_2 \cdot z_2) \cdot e'}{J_2} = \frac{1330 (186 + 78) \cdot 15,5}{95140} = +57,2 \text{ kg/cm}^2,$$

3b) Schubspannung infolge des Drehmomentes  $(R_1 + R_2) \cdot y_2$ .

Der offene U-förmige Querschnitt ist für die Aufnahme des Drehmomentes wenig günstig. Näherungsweise ergibt sich die größte Spannung, wenn man sich den Querschnitt zu einem einzigen Rechteck ausgestreckt denkt, das  $h = 188 \text{ cm}$  lang und  $b = 2,5 \text{ cm}$  breit wäre:

$$\tau_a = \frac{9}{2} \cdot \frac{(R_1 + R_2) y_2}{b^2 \cdot h} = \frac{9}{2} \cdot \frac{2 \cdot 1330 \cdot 39,8}{2,5^2 \cdot 188} = 405 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Spannung ist etwa in halber Höhe der Seitenwangen zu erwarten, also an einer Stelle, wo die Längsspannungen nur gering sind.

3c. Die Schubspannungen, die  $R_1$  und  $R_2$  erzeugen, können vernachlässigt werden. Aus der Summe der Spannungen unter 1a bis 3a ergibt sich die größte Inanspruchnahme:

$$\sigma_{\max} = \sigma_z + \sigma_{b1} - \sigma_d + \sigma_{b2} + \sigma_{b3} = 51 + 42,6 - 3,5 + 7,7 + 57,2 = 155 \text{ kg/cm}^2.$$

An doppeltwirkenden Maschinen, wie im vorliegenden Falle, ist sie wechselnd.

Die Rechnung sollte in erster Linie die Art der Inanspruchnahme des Querschnittes III zeigen. Die Höhe der Spannungen hängt in starkem Maße von der Verspannung des Rahmens auf dem Fundamente ab. Es ist möglich, daß schon die durch die Anker 3 bis 6 erzeugte Reibung zum Übertragen des freien Momentes  $P_0 \cdot b$  genügt; dann ist der

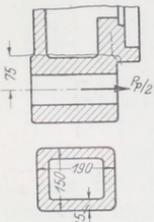


Abb. 1702. Zur Berechnung der Augen für die Verbindungsstangen.

Querschnitt III von den Momenten der Kräfte  $R_1$  und  $R_2$  ganz entlastet. Es kann aber auch die Beanspruchung beträchtlich erhöht werden, wenn die Anker 5 und 6 nicht genügend angespannt sind und  $P_0 \cdot b$  durch den Vorderteil des Rahmens auf das Fundament übergeleitet werden muß. Das kennzeichnet die Wichtigkeit des Fußes am Flansch: Je größer die Hebelarme sind, an denen dem freien Momente das Gleichgewicht gehalten werden kann, desto kleiner fallen die dazu nötigen Kräfte aus.

Die Beanspruchung der Augen zur Befestigung der Verbindungsstangen der Pumpen auf Biegung ist sehr gering gehalten, damit Brüche sicher vermieden werden: In 75 mm Abstand von der Stangenmitte, Abb. 1702, beträgt die Spannung bei der Annahme von durchweg 25 mm Wandstärke:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{3700 \cdot 7,5}{2} = \frac{12 \cdot 9,5}{19^3 \cdot 15 - 14^3 \cdot 10} = 21 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Übergänge zu den Flanschen zur Befestigung der Zylinder sind möglichst allmählich gestaltet. Ein eigentlicher Flansch ist am Niederdruckrahmen überhaupt vermieden. Die Schraubenkräfte greifen vielmehr an hohen, auf dem schrägen Rand sitzenden Augen an, um die Rahmenwandungen im wesentlichen nur auf Zug und nur in geringem Maße auf Biegung zu beanspruchen. Unrichtig wäre es, die Berechnung nach der an ebenen Flanschen üblichen Art an einem aus dem Rahmen herausgeschnittenen Streifen, Abb. 1703, auf Biegung und Zug durchzuführen, weil die Durchbiegung des Streifens durch die benachbarten und durch tangential Druckspannungen, die im Rahmen entstehen, verhindert wird. Die Rechnung würde die Beanspruchung beträchtlich überschätzen lassen. Die wirklichen Spannungen zu ermitteln und damit den Wert der Formen des Anschlusses rechnerisch festzulegen, ist schwierig; man ist auf die Beurteilung

durch das konstruktive Gefühl angewiesen. Eine zur Übertragung großer Kräfte besonders geeignete Form zeigt Abb. 1704. Bei ihr ist durch die doppelte Wandung und durch radiale Rippen oder angegossene Pfeifen für die Schraubenbolzen ein sehr kräftiger, in sich sehr steifer Ring geschaffen, der die Kräfte aufnimmt und mit geringen Nebenbeanspruchungen an die Rahmenwandung weitergibt.

Am Hochdruckrahmen, Abb. 1698, dient der fast ebene Flansch nur als Abschluß und zur Stützung der Zylinderverkleidung.

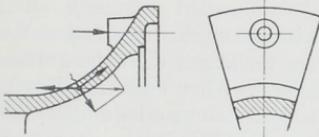


Abb. 1703.

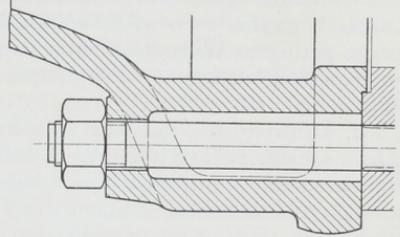


Abb. 1704. Versteifter Rahmenflansch zur Übertragung großer Kräfte.

### Dreiundzwanzigster Abschnitt.

## Zylinder.

### I. Zweck und Einteilung der Zylinder, allgemeine Anforderungen und Werkstoffe.

Zylinder umschließen die Kolben und Betriebsmittel der Maschinen zu dem Zweck, sie aufeinander wirken zu lassen. In den Kraftmaschinen treibt das Betriebsmittel den Kolben an, in den Arbeitsmaschinen überträgt dieser Kräfte auf die in den Zylindern eingeschlossenes Stoffe. Dabei genügen in den einfachwirkenden Maschinen einseitig offene Zylinder, Abb. 1715 und 1771, bei denen der Kolben den Abschluß an dem einen Ende, ein Deckel oder Boden denjenigen am anderen bildet. In den doppeltwirkenden Maschinen sind die Zylinder beiderseits geschlossen, Abb. 952 und 1742, das Betriebsmittel wirkt abwechselnd auf beiden Seiten des Kolbens. Meist sind die Zylinder festgestellt, die Kolben beweglich; seltener kommt der Fall vor, daß ein Zylinder auf einem ruhenden Kolben läuft, wie am Druckwasserspeicher, Abb. 1705.

Die wichtigste Grundform der Laufflächen, auf denen sich die Kolben bewegen, ist zufolge der vorwiegend benutzten geradlinigen Bewegung der letzteren der Kreis-zylinder. Je nach den Zwecken und den besonderen Umständen vollzieht sich aber die weitere Durchbildung der Zylinder, ebenso wie die der zugehörigen Deckel, in der verschiedenartigsten Weise. Die folgende Besprechung beschränkt sich auf einige wichtigere Formen und hält sich an die Hauptanwendungsgebiete.

Man kann in dieser Beziehung unterscheiden: 1. Preßzylinder, 2. Zylinder an Arbeitsmaschinen: A. Pumpenkörper, B. Gebläse- und Kompressorzylinder; 3. Kraftmaschinen-zylinder, A. an Dampf-, B. an Verbrennungsmaschinen.

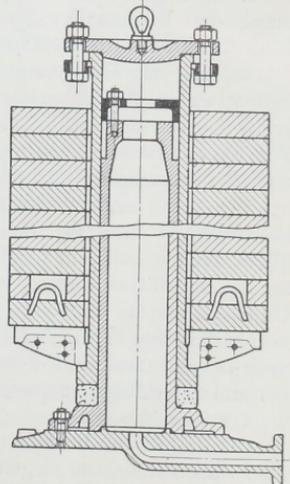


Abb. 1705. Druckwasserspeicher. Der Zylinder bewegt sich auf einem ruhenden Kolben.