

## I. Plunsker.

Plunsker oder Rohrkolben finden sich häufig an hydraulischen Hebezeugen, Pressen und Pumpen. Sie bieten den Vorteil, daß die im ruhenden Zylinder liegende Packung bei geeigneter Anordnung auch während des Betriebs leicht überwacht werden kann, indem sich Undichtheiten äußerlich bemerkbar machen und durch Nachspannen der Stopfbüchse beseitigen lassen.

### A. Baustoffe.

Als Baustoffe kommen für Plunsker dichtes Gußeisen, bei hohen Beanspruchungen Stahlguß oder geschmiedete Werkstoffe in Betracht. Ist während längeren Stillstehens ein Festrosten der Kolben zu befürchten, so gießt man sie aus Bronze oder umgibt sie mit nahtlosen Kupfer- oder Messingrohren, Abb. 931, die warm aufgezogen und durch Umbördeln an den Enden festgehalten werden. Dichte Kupferüberzüge können auch nach dem Elmoreverfahren galvanisch niedergeschlagen werden. An Säurepumpen werden sowohl die Pumpenkörper und Ventile wie auch die Kolben aus Steingut hergestellt und durch Schleifen bearbeitet.

### B. Die Abdichtung der Plunsker.

#### 1. Ohne besondere Dichtmittel.

Bei sehr reinen Betriebsmitteln kann praktisch genügende Dichtheit durch sorgfältiges Einpassen geschliffener Kolben in geschliffene Laufflächen, bei kleineren Abmessungen

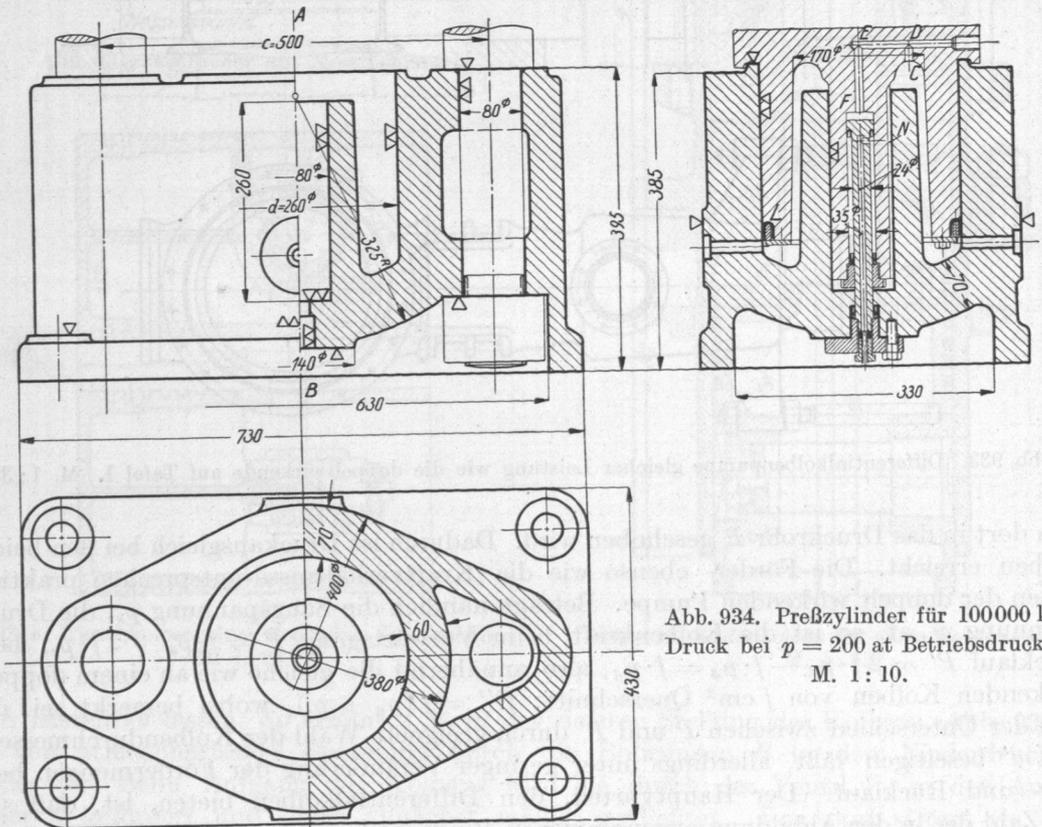


Abb. 934. Preßzylinder für 100000 kg Druck bei  $p = 200$  at Betriebsdruck.

M. 1: 10.

auch durch Ineinanderschleifen der sauber vorgedrehten Flächen mittels feinsten Schmirgels oder Glasmehls erreicht werden, Ausführungen, die u. a. an den Baustoffprüfmaschinen von Amsler-Laffon, an Feuerspritzen und zahlreichen Apparaten angewendet werden. Vor-

aussetzung für einen einwandfreien Betrieb sind gleiche Ausdehnung des Kolbens und Zylinders bei Temperaturänderungen. Der Vorteil besteht in der geringen Reibung; nachteilig sind die hohen Kosten und die Empfindlichkeit nicht allein gegen Unreinigkeiten, sondern auch gegen Formänderungen des Zylinders. So würde z. B. die Ausführung eines Preßzylinders nach Abb. 934 mit unmittelbar angegossenen Augen, welche die in den Stangen und am Querhaupt der Presse wirkenden Kräfte aufzunehmen haben, bei hohen Drucken zu Abweichungen des Zylinderquerschnitts von der Kreisform und zum Einklemmen eingeschlifener Kolben führen. Abb. 935 zeigt die richtige Durchbildung. Der Zylinder, als besonderes Stück ausgeführt, steht auf einer kräftigen Grundplatte und ist dadurch von den Biegemomenten, welche die Kräfte in den Stangen hervorrufen, entlastet. Zur Erleichterung des Ausschleifens mittels einer durchgehenden Spindel ist er am unteren Ende offen gehalten.

Bei niedrigen Drucken, bis zu etwa 6 at, genügt an doppelwirkenden Pumpen, bei denen der Druck abwechselnd vor und hinter der Führung auftritt, sorgfältiges Einpassen in eine lange, meist mit Weißmetall ausgegossene Führungsbüchse, Tafel I. Die Bauart läßt sich ebenfalls nur im Fall reiner Betriebsmittel anwenden. Bei weicher Ausfütterung ist noch zu empfehlen, die Kolbenkanten nicht überschleifen zu lassen, um Unreinigkeiten, die sich im Futter festsetzen könnten, fern zu halten. Eine Gratbildung an dem härteren Kolbenkörper ist kaum zu befürchten. Bei harter Lauffläche führt man die überschleifenden Kolbenkanten scharf aus, damit sie etwa eindringende Unreinigkeiten wieder zurückschieben.

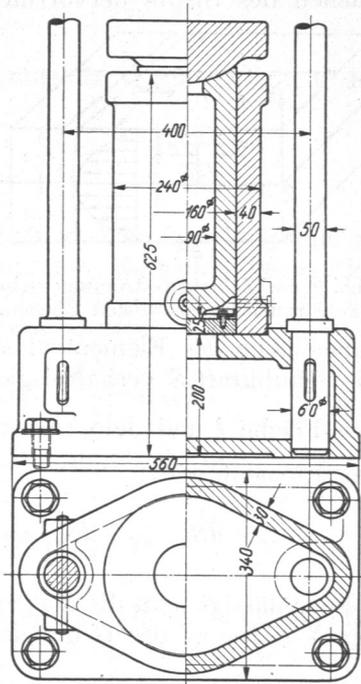


Abb. 935. Preßzylinder mit eingeschlifenen Kolben. M. 1: 12,5.

## 2. Labyrinthdichtung.

Ob durch Eindrehen von Nuten in die Lauffläche, Abb. 936, durch die sogenannte Labyrinthdichtung, die Dichtheit erhöht wird, ist noch fraglich. Bach [XI, 12], fand bei Versuchen an einem Ventil, das mit einem Kolben zur Dämpfung des Schlages beim Schluß verbunden war, daß das Ventil früher schloß, nachdem der Kolben mit Nuten versehen worden war, weil das Wasser rascher hinter den Kolben treten konnte als vorher. Die Dichtheit war also durch das Anbringen der Nuten verschlechtert worden. Dem stehen die unten näher besprochenen Beobachtungen Justs [XI, 1] entgegen. Praktisch haben Rillen in der Lauffläche sicher insofern besonderen Wert, als sie die Zuführung und Verteilung des Schmiermittels erleichtern und Unreinigkeiten, die die Lauffläche angreifen könnten, aufnehmen.

Vermutlich wird die Dichtheit durch Nuten verschlechtert, wenn das Spiel so gering ist, daß im Spalt laminare (Zähigkeits-)Strömung herrscht, dagegen vergrößert, sobald sich in genügend weiten Spalten turbulente (Wirbel-)Strömung ausbildet. Versuche darüber hat Verfasser aufnehmen lassen.

Zur Klarlegung der Verhältnisse seien zunächst die beiden Strömungszustände betrachtet. Läuft ein Kolben genau zentrisch in einer ihn umschließenden Büchse, so daß ringsum die gleiche Spaltweite  $h$  vorhanden ist, so werden die Strömungen, die infolge Überdrucks an dem einen Ende des Kolbens auftreten, annähernd dieselben sein wie zwischen zwei parallelen Ebenen  $A$  und  $B$  im gegenseitigen Abstände  $h$ , die in Abb. 936a perspektivisch dargestellt sind. Zwischen sie sei das eingezeichnete Achsenkreuz  $XYZ$

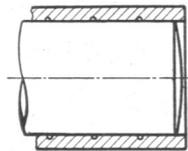
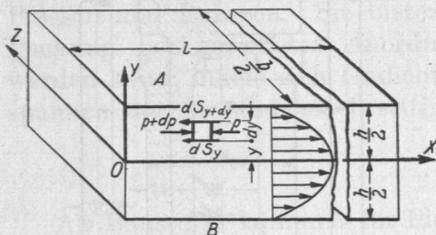


Abb. 936. Labyrinthdichtung.

mit der  $X$ -Achse in der Strömungsrichtung eingeschaltet. Ist die Breite  $b$  der Fläche im Verhältnis zum Abstand  $h$  groß, so dürfen die Störungen, die die schmalen Seitenflächen des Spalts hervorrufen, die übrigens an einem zylindrischen Spalt wegfallen, vernachlässigt werden. An der Vorderseite eines Elementes von den Maßen  $dx \cdot dy \cdot b$  im Abstände  $y$  von der  $X$ -Achse herrsche der Druck  $p$ . Dann ist der Druck auf der Rückseite um das Differential  $dp$  größer, so daß die das Element in Richtung der  $X$ -Achse treibende Kraft:



$$(p + dp) dy \cdot b - p \cdot dy \cdot b = b \cdot dy \cdot dp$$

Abb. 936a. Zähigkeitsströmung zwischen zwei ruhenden, parallelen Ebenen. Ihr entgegengesetzt wirkt die Differenz der Schubkräfte in der oberen und unteren Begrenzungsfläche des Elementes:  $dS_{y+dy} - dS_y$ . Nach dem Newtonschen Gesetz ist nun die Schubkraft  $S$  verhältnismäßig der Zähigkeit  $\eta$ , der Größe der in Betracht kommenden Fläche  $f$  und dem Geschwindigkeitsgefälle  $\frac{dv}{dy}$ , also  $S = \eta \cdot f \cdot \frac{dv}{dy}$ . Angewendet auf das Element wird:

$$dS_{y+dy} - dS_y = \eta \cdot b \cdot dx \left( \frac{dv}{dy} + \frac{d^2v}{dy^2} \right) - \eta \cdot b \cdot dx \frac{dv}{dy} = \eta \cdot b \cdot dx \frac{d^2v}{dy^2}.$$

Vernachlässigt man die Massenkkräfte, so führt die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der  $X$ -Achse zu der Grundgleichung für Zähigkeitsströmung:

$$b \cdot dy \cdot dp = \eta \cdot b \cdot dx \cdot \frac{d^2v}{dy^2}$$

oder:

$$\frac{dp}{dx} = \eta \cdot \frac{d^2v}{dy^2} \quad (249a)$$

Durch zweimaliges Integrieren findet man:

$$\frac{dv}{dy} = \frac{y}{\eta} \frac{dp}{dx} + C_1$$

und

$$v = \frac{y^2}{2\eta} \frac{dp}{dx} + C_1 \cdot y + C_2. \quad (249b)$$

Aus dem Umstande, daß an den Ebenen  $A_1$  und  $B$ , also in den Abständen  $y = \pm \frac{h}{2}$  von der  $XZ$ -Ebene die Geschwindigkeit  $v = 0$  ist, bestimmen sich die Beiwerte  $C_1 = 0$  und  $C_2 = -\frac{h^2}{8\eta} \frac{dp}{dx}$ , womit:

$$v = \frac{1}{2\eta} \left( y^2 - \frac{h^2}{4} \right) \frac{dp}{dx}$$

wird. Da die Flüssigkeitsmenge längs des Spaltes überall den gleichen Querschnitt findet, müssen die Geschwindigkeitsverhältnisse längs der  $X$ -Achse durchweg die gleichen sein. Daraus folgt aber, daß auch das Druckgefälle  $\frac{dp}{dx}$  unveränderlich und bei einer Länge  $l$  des Spaltes durch  $H_1 - H_2$  gegeben ist, wenn  $H_1$  und  $H_2$  die Druckhöhen in Metern Wassersäule am Anfang und am Ende des Spaltes bedeuten. Nur bei negativem Druckgefälle, also bei Abnahme des Druckes kann positive Geschwindigkeit entstehen. Somit darf:

$$v = \frac{1}{2\eta} \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right) \frac{H_1 - H_2}{l} \cdot \gamma$$

gesetzt werden. Die Geschwindigkeitsverteilung ist danach durch eine Parabel mit einer größten Geschwindigkeit:

$$v_{\max} = \frac{h^2}{8\eta} \frac{H_1 - H_2}{l} \cdot \gamma$$

längs der X-Achse ( $y = 0$ ) gekennzeichnet, während die mittlere Geschwindigkeit, der mittleren Abszisse der Parabel entsprechend,

$$v_m = \frac{2}{3} v_{\max} = \frac{h^2}{12\eta} \cdot \frac{H_1 - H_2}{l} \cdot \gamma$$

ist. Will man, statt in einem einheitlichen Maßsystem, z. B. dem m-kg-sek-System zu rechnen, die anschaulicheren, in der Technik meist benutzten Einheiten verwenden und die Spaltweite  $h$ , die Spaltlänge  $l$  in cm einführen, die Druckhöhe, unter der die Flüssigkeit steht, aber durch den Überdruck  $p$  in at ersetzen, so wird:

$$v_{m,x} = \frac{100 h^2}{8\eta} \cdot \frac{p}{l} = 12,5 \frac{h^2}{\eta} \cdot \frac{p}{l} \quad \text{und} \quad v_m = 8,33 \frac{h^2}{\eta} \cdot \frac{p}{l} \text{ m/sek.} \quad (249c)$$

Die durch den Spalt getriebene Flüssigkeitsmenge  $q$  in l/sek ergibt sich, wenn auch die Breite  $b$  in cm eingesetzt wird, aus:

$$q = \frac{v_m \cdot f}{10} = \frac{8,33 \cdot h^2 \cdot p}{10 \eta \cdot l} \cdot b \cdot h = \frac{0,833 h^3 b \cdot p}{\eta \cdot l} \text{ l/sek} \quad (249d)$$

Der Zähigkeitsströmung, bei der sich die Flüssigkeit in lauter parallelen Schichten bewegt (daher auch die Bezeichnung Parallelströmung), steht die turbulente unter Bildung von Wirbeln (Wirbelströmung) gegenüber. Sie stellt sich bei größeren Spaltweiten ein und bedingt Widerstände, die mit einer Potenz der Stromgeschwindigkeit  $v_m$  wachsen. Gewöhnlich rechnet man mit der zweiten und setzt den Druckhöhenverlust  $H_1 - H_2 = \zeta \cdot \frac{2l}{h} \cdot \frac{v_m^2}{2g}$  im m-kg-sek-System oder unter Benutzung der oben angeführten Einheiten, zu denen noch das Einheitsgewicht  $\gamma$  in kg/dm<sup>3</sup> kommt, die mittlere Stromgeschwindigkeit:

$$v_m = \sqrt{10 \cdot \frac{h \cdot g \cdot p}{\zeta \cdot \gamma \cdot l}} = 9,9 \sqrt{\frac{h \cdot p}{\zeta \cdot \gamma \cdot l}} \text{ m/sek} \quad (249e)$$

und die Flüssigkeitsmenge:

$$q = \frac{b \cdot h \cdot v_m}{10} \text{ l/sek.} \quad (249f)$$

Bei Versuchen ergab sich der Exponent etwas niedriger als 2. Just [XI, 1] fand im Mittel 1,92.

Zahlen für  $\zeta$  in verhältnismäßig engen Spalten, wie sie für Dichtungszwecke in Frage kommen, sind:

Spaltweite mm	$\zeta$ nach		$\zeta$ bei umlaufenden Kolben
	K. Just [XI,1]	E. Becker [XI,13]	
0,15 ... 0,2	0,019	0,01	0,0194 bei $n = 0 \dots 1500$ (E.Becker)
0,36	0,012	—	0,015 ... 0,02 bei $n = 750$ bzw. 1100
0,4	—	0,0095	— (K. Just)
0,5	0,013	—	—
0,6	—	0,009	—
1,0	0,01	—	—

Der Übergang der Zähigkeitsströmung in die Wirbelströmung tritt auf, wenn die Schubkraft längs der Spaltwandung zu groß wird und die Flüssigkeit schon in unmittelbarer Nähe der Wandung mit großer Geschwindigkeit strömt. Die Grenzgeschwindigkeit  $v_{kr}$ , bei der sich das einstellt, folgt durch Gleichsetzen der Überdrucke  $p$  aus den

Formeln für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bei Zähigkeits- und Wirbelströmung (249c) und (249e):

$$p = \frac{\eta \cdot l \cdot v_m}{8,33 h^2} = \frac{v_m^2 \cdot \zeta \cdot l \cdot \gamma}{9,92 \cdot h}$$

oder

$$v_m = v_{kr} = 11,8 \frac{\eta}{\zeta \cdot \gamma \cdot h} \quad (249g)$$

(Im m-kg-sek-System wird  $v_{kr} = 118 \frac{\eta}{\zeta \cdot \gamma \cdot h}$ .)

Tritt zu der im vorstehenden behandelten, durch den Überdruck an dem einen Ende des Spaltes erzeugten Zähigkeitsströmung noch die Bewegung einer der beiden Spaltwände, bewegt sich z. B. der Kolben in seiner Laufbüchse, so entsteht eine zweite Strömung, die sich je nach den besonderen Umständen mit der ersten zusammensetzt. Z. B. addieren sich beide, wenn die Kolbenbewegung die gleiche Richtung hat wie die Druckströmung; dementsprechend steigen die Undichtigkeitsverluste. Besteht aber die Kolbenbewegung lediglich in einer Drehung, so bleibt die Durchflußmenge unbeeinflusst, wenn durch die Drehung keine Erwärmung und damit Änderungen der Zähigkeit eintreten.

Zu beachten ist, ob etwa die Grenzgeschwindigkeit überschritten und damit Störungen durch Wirbelströmung einsetzen.

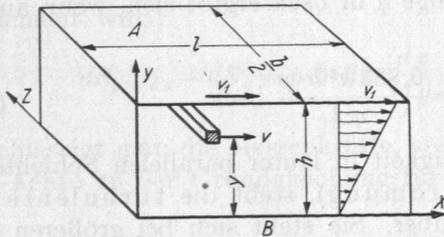


Abb.936b. Geschwindigkeitsverteilung in einer zähen Schicht zwischen einer ruhenden und einer bewegten Ebene.

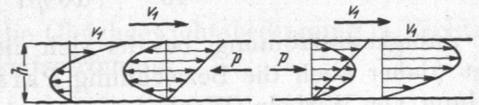


Abb. 936c. Zähigkeitsströmung zwischen ruhenden und bewegten Ebenen.

Die bei einer gegenseitigen Verschiebung der Flächen auftretende Geschwindigkeitsverteilung läßt sich an Hand der Grundgleichung und der Abb. 936b ableiten. In der letzteren ist die XZ-Ebene des Koordinatensystems in die ruhende Ebene B verlegt, während sich Ebene A mit der Geschwindigkeit  $v_1$  parallel zur X-Achse verschiebt, das Druckgefälle  $\frac{dp}{dx}$  aber 0 ist. Dann führt die Integration der Gleichung (249a):

$$\eta \cdot \frac{d^2 v}{dy^2} = 0$$

$$\text{zu } \eta \cdot \frac{dv}{dy} + C_1 = 0 \quad \text{und} \quad \eta \cdot v + C_1 \cdot y + C_2 = 0,$$

Gleichungen, in denen  $C_1$  und  $C_2$  aus den Grenzbedingungen folgen, daß für  $y = 0$   $v = 0$ , für  $y = h$   $v = v_1$  sein muß.

$$\eta \cdot 0 + C_1 \cdot 0 + C_2 = 0; \quad C_2 = 0; \quad \eta \cdot v_1 + C_1 \cdot h = 0; \quad C_1 = -\frac{\eta \cdot v_1}{h}.$$

Damit wird die Geschwindigkeitsverteilung durch:

$$v = v_1 \cdot \frac{y}{h},$$

das Geschwindigkeitsgefälle also durch eine gerade Linie gekennzeichnet, Abb. 936b.

Für die durchtretende Flüssigkeitsmenge gilt  $v_{1m} = \frac{v_1}{2}$  und unter Beachtung der Maßeinheiten ( $b$  und  $h$  in cm,  $v_1$  in m/sek):

$$q_1 = \frac{f \cdot v_1}{10 \cdot 2} = \frac{b \cdot h \cdot v_1}{20} \text{ l/sek.} \quad (249h)$$

Die Geschwindigkeitsverteilung beim gleichzeitigen Auftreten der Längsbewegung und des Flüssigkeitsausflusses an dem einen Spaltende zeigt Abb. 936c; die linke Hälfte stellt die Verhältnisse bei gegenläufiger, die andere bei gleichsinniger Bewegung dar.

**Beispiel:** Undichtigkeitsverlust eines Differentialpumpenkolbens, Abb. 933, von  $d = 405$  mm Durchmesser, der statt durch eine Stopfbüchse abgedichtet zu werden, in einer 600 mm langen Büchse mit Laufsitzpassung unter  $p = 5,6$  at Überdruck bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit  $v_1 = 1,33$  m/sek läuft.

Das größte Spiel ist nach DIN 777  $\frac{180}{1000}$  mm, das kleinste  $\frac{60}{1000}$  mm, das mittlere somit  $\frac{120}{1000}$  mm oder 0,12 cm. Das letztere sei der Zahlenrechnung zugrunde gelegt. ( $h = 0,006$  cm.) Bei einer Zähigkeit  $\eta = 0,000102$  kg  $\cdot$   $\frac{\text{sek}}{\text{m}^2}$  des Wassers bei 20°C und unter Ersatz von  $b$  in Formel (249d) durch  $\pi \cdot d$  beträgt die infolge des Überdrucks  $p$  durchfließende Wassermenge:

$$q = \frac{0,833 \cdot h^3 \cdot b \cdot p}{\eta \cdot l} = \frac{0,833 \cdot 0,006^3 \cdot \pi \cdot 40,5 \cdot 5,6}{0,000102 \cdot 60} = 0,021 \text{ l/sek.}$$

Da der Überdruck jedoch nur während des Saughubes des Kolbens herrscht, während des Druckhubes aber fehlt, vermindert sich der Verlust auf die Hälfte, d. i. 0,0105 l/sek oder 0,63 l/min. Die Rechnung setzt rings um den Kolben herum gleiches Spiel voraus. Tatsächlich wird der Kolben aber längs der unteren Scheitellinie aufliegen, dort also das Spiel Null, oben dagegen das Spiel  $2h$  haben. Die dabei durchtretende Menge ist, wie sich durch Integration [XI, 13] ergibt, 2,5mal größer, so daß in vorliegendem Fall mit einem Verlust von rund 1,58 l/min zu rechnen ist.

Im Falle des Größtspieles steigt derselbe im Verhältnis  $\left(\frac{h_{\max}}{h}\right)^3 = \left(\frac{0,009}{0,006}\right)^3$  auf das 3,4fache, d. i. auf 5,36 l/min.

Die Grenzgeschwindigkeit wird dabei selbst an der weitesten Stelle nicht erreicht, da

$$v_{kr} = 11,8 \frac{\eta}{\zeta \cdot \gamma \cdot h} = \frac{11,8 \cdot 0,000102}{0,01 \cdot 1 \cdot 0,018} = 6,68 \text{ m/sek}$$

groß ist gegenüber dem Wert nach Formel (249c) für Parallelströmung:

$$v_m = 8,33 \frac{h^2 p}{\eta \cdot l} = \frac{8,33 \cdot 0,018^2 \cdot 5,6}{0,000102 \cdot 60} = 2,47 \text{ m/sek.}$$

Die durch die Bewegung des Kolbens mitgenommene Wassermenge ist nach Formel (249h):

$$q_1 = \frac{b \cdot h \cdot v_1}{20} = \frac{\pi \cdot 40,5 \cdot 0,006 \cdot 1,33}{20} = 0,051 \text{ l/sek.}$$

Jedoch wird die gleiche Menge, die beim Rückgang in den Saugraum mitgenommen wurde, beim Hingang wieder zurückgefördert, so daß der tatsächliche Verlust  $\frac{q}{2} = 0,63$  l/min bleibt.

Genauere Versuche über die Wirkung von Nuten liegen bisher nur von Just [XI, 1] an Spalten, in denen Wirbelströmung herrschte, vor. In einem glatten Spalt, der nach Abb. 937 oben durch zwei gehobelte gußeiserne Platten in 1,08 mm Abstand gebildet war und 100 mm Breite und 220 mm Länge hatte, nahm der Druck des Wassers nach Messungen an den Stellen 1 bis 8 genau gradlinig nach Linie  $aa$ , Abb. 937 unten, ab. Das Wasser floß unter der Wirkung von 10,5 m Überdruckhöhe an der Mündung der Bohrung  $l$  mit einer Geschwindigkeit von 8,05 m/sek durch den Spalt. Das Anbringen von drei rechteckigen Nuten nach Skizze  $b$  ließ in dem Druckverlauf die an der Linie  $bb$  dargestellten Absätze entstehen und verringerte die Durchflußgeschwindigkeit auf

7,37 m/sek. Der Druckverlauf *cc* und eine Geschwindigkeit von 6,42 m/sek stellte sich ein nach Vergrößerung der ersten Nut, sowie Einschalten einer weiteren, schwalbenschwanzförmigen und einer Versatzung an Stelle zweier früherer Nuten, Skizze *c* — ein Mittel, das sich allerdings auf hin- und hergehende Kolben nicht anwenden läßt.

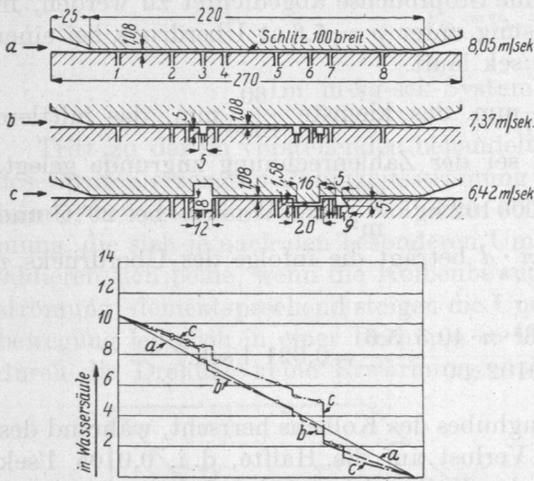


Abb. 937. Druckverlauf in ebenen, glatten und mit Nuten versehenen Spalten nach Just.

Den Geschwindigkeiten verhältnisgleich ist die Menge des durchtretenden Wassers; die Dichtheit war also durch das Anbringen der Nuten nicht unwesentlich erhöht worden. Die Nuten müssen so breit sein, daß sie nicht durch den Flüssigkeitsstrom übersprungen werden, sondern die Vernichtung der Geschwindigkeitshöhe durch Wirbelungen sicher gestellt ist. Übermäßige Breite schadet aber, weil die Flüssigkeit in der weiteren Nut geringeren Reibungswiderstand findet als an den Wänden des engeren Spaltes. Zu beachten ist noch, daß die Stege zwischen den Nuten nicht zu schmal gemacht werden dürfen. Um in dieser Beziehung einen Anhalt zu geben, seien die Versuche von Just an einem Spalt von 0,7 mm Weite und 220 mm Länge erwähnt: eine Nut von 5 · 5 mm Querschnitt ersetzt 30 mm Spaltlänge, so daß der Spalt bei gleichem Durchtrittsverlust um  $30 - 5 = 25$  mm gekürzt werden kann, zwei Nuten gleichen Querschnitts bei 10 mm Stegbreite entsprachen 60 mm Spaltlänge, so daß die Ersparnis  $60 - 20 = 40$  mm betrug. Dagegen boten drei Nuten mit zwei Stegen von gleichen Abmessungen nur soviel Widerstand wie 65 mm des glatten Spaltes, — Ersparnis  $65 - 35 = 30$  mm.

Die Dichtheit nimmt also mit der Zahl der Nuten zu, allerdings nicht verhältnisgleich. Auf Grund der Abnahme der Ersparnis im dritten Falle dürfte es sich empfehlen, die Stegbreite bei mehr als zwei Nuten auf etwa 15 mm, d. i. das Dreifache der Nutbreite, zu vergrößern.

Die Kanten der Nuten müssen scharf sein, dürfen nicht etwa abgerundet werden.

Alle bisher besprochenen Bauarten ohne besondere Packungsmittel können nur unvollkommen abdichten, verlangen große Sorgfalt bei der Herstellung, bedingen aber geringe Reibung und sind selbst für große Kolbengeschwindigkeiten geeignet.

### 3. Stulpdichtungen.

Die Möglichkeit vollkommener Abdichtung bietet die Stulp- oder Manschettendichtung, Abb. 938 bis 948.

Der geschlossene Lederring U-förmigen Querschnittes, Abb. 938, soll sich schon beim Einbau durch seine eigene Federung oder durch einen weichen Gummiring *G*, Abb. 939, unterstützt, an der Wandung und der Kolbenfläche gleichmäßig anlegen. Dringt dann beim Betrieb der Flüssigkeitsdruck von der offenen Seite her ein, so wird der Stulp der Höhe des Druckes entsprechend schärfer angepreßt; er dichtet auf die Weise dauernd selbsttätig ab.

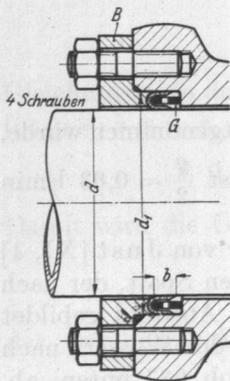


Abb. 938. Stulpdichtung.

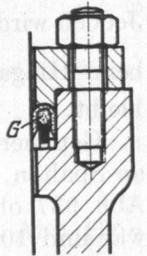


Abb. 939. Stulpdichtung.

Als Rohstoff kommt vor allem Leder — nach Gehrrens am besten eine zwischen Sohl- und Riemenleder liegende, in Eichenlohe gegerbte Sorte in Frage. Freilich nur

für Wärmegrade unter  $40^{\circ}\text{C}$ , weil Leder bei höheren Temperaturen zu weich und nachgiebig wird. Chromleder kann größere Wärme vertragen, liefert aber wenig steife Ringe und ist gegen Öl empfindlich. Als Ersatz für Leder werden in neuerer Zeit Gummi und Guttapercha, vielfach mit Einlagen aus Hanf und anderen Faserstoffen verwendet. Die Eigenart der erwähnten Rohstoffe läßt die Stulpdichtung hauptsächlich bei Flüssigkeiten Anwendung finden, aber nur bei geringen Geschwindigkeiten bis zu etwa  $1\text{ m/sek}$ , jedoch bis zu sehr hohen Drucken. Zur unmittelbaren Abdichtung von Gasen und Dämpfen, die Leder und Gummi rasch austrocknen und zusammenschrumpfen lassen, sind die Stulpdichtungen ungeeignet. Wohl aber läßt sich die Aufgabe, die Druckluft im Akkumulator, Abb. 940, abzuschließen, mittelbar durch Einschalten einer Sperrflüssigkeit lösen. Solange die Stulpe, Abb. 941, vollkommen dicht halten, tritt kein Verbrauch

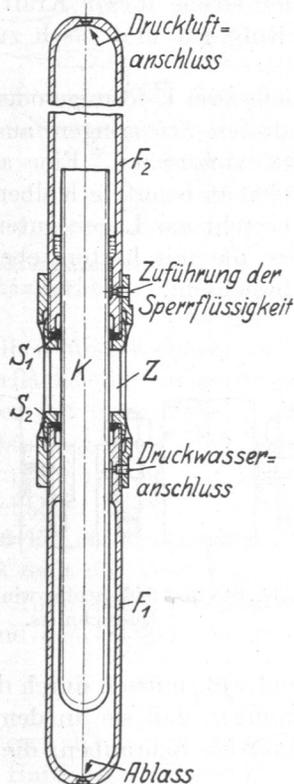


Abb. 940 Akkumulator. M. 1:15.

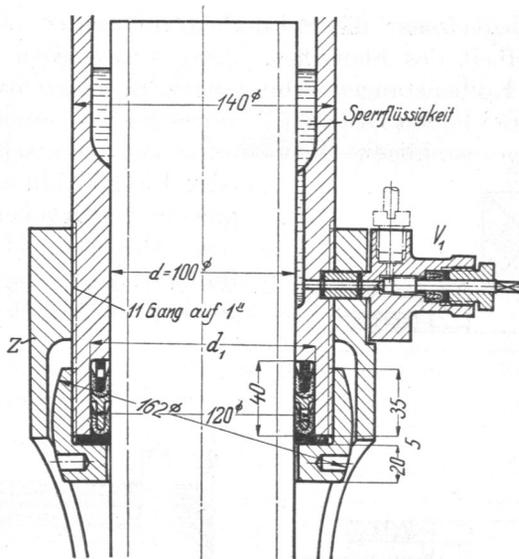
Abb. 941. Doppelte Stulpdichtung am Akkumulator  
Abb. 940. M. 1:2,5.

Abb. 942. Stulppresse.

an Flüssigkeit ein; immerhin ist die Möglichkeit vorzusehen, die Flüssigkeit durch ein Ventil  $V_1$  zu ersetzen. Der Akkumulator, Abb. 940, besteht aus einem rohrförmigen Kolben  $K$  in zwei Flaschen  $F_1$  und  $F_2$ , die durch ein mit seitlichen Öffnungen versehenes Zwischenstück  $Z$  verbunden, durch zwei Stopfbüchsen  $S_1$  und  $S_2$  abgedichtet sind. In der unteren Flasche  $F_1$  wird die Druckflüssigkeit aufgespeichert; im Inneren des Kolbens und in der oberen Flasche  $F_2$  befindet sich Druckluft, die um so stärker zusammengepreßt wird, je höher der Kolben steht.

Die Herstellung der Stulpe geschieht durch Pressen ringförmiger, in warmem Wasser aufgeweichter und gut durchgekneteter Lederscheiben in einer Form, Abb. 942. In derselben läßt man die einzelnen Ringe erkalten und hart werden, schärft dann die Ringkanten durch Abdrehen zu und macht das Leder durch Einfetten geschmeidig und gebrauchsfertig. Die weichere Fleischseite des Leders, die am Kolben und an der Stopfbüchsenwandung anliegen soll, muß in der Presse unten angeordnet sein.

Der Stulp wird über den Kolben, der keinerlei Ansätze oder Verstärkungen haben darf, gestreift und in der sauber ausgedrehten Rinne, Abb. 938, durch einen zweckmäßigerweise durchbrochenen Ring *G* gestützt und so gehalten, daß die zugeschärften Ränder nicht am Grunde aufstoßen und verbogen werden. Die Endfläche der Brille *B* ist der Form des Stulpes angepaßt; ihren Spielraum gegenüber dem Kolben wählt man so klein, daß ein Durchpressen des Ringes ausgeschlossen erscheint. Daß der Stulp durch die Brille nicht festgeklemmt, verspannt oder verdrückt und die selbsttätige Wirkung der Dichtung in Frage gestellt wird, erreicht man am einfachsten dadurch, daß man die Brille aufliegen läßt. Der Flansch und die Schrauben sind auf die Kraft:

$$P = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) \cdot p \quad (250)$$

zu berechnen; die Schraubenzahl richtet sich nach der Größe dieser Kraft und der Steifheit des Flansches. Zum Auswechseln muß der Ring gut und rasch zugänglich, die Kolbenstangenverbindung z. B. leicht lösbar sein.

Bei hohen Drucken — über 50 at —, empfiehlt es sich, zwei U-förmige oder mehrere Ringe winkligen Querschnitts mit dazwischen geschalteten Stützringen aus Messing oder Eisen, Abb. 941 und 943, vorzusehen. Eine an Huberpennen bei Drucken bis zu 5600 at benutzte Kolbendichtung zeigt Abb. 944 [XI, 2]. Sie besteht aus Lagen guten, an den Rändern zugeschärften Leders, die mit harten, ebenfalls zugeschärften Metallscheiben abwechseln.

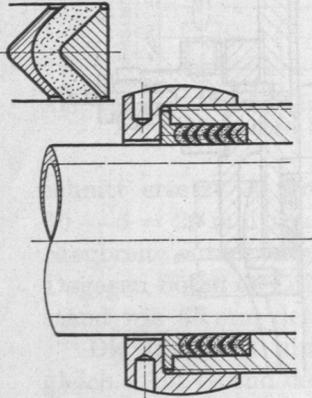


Abb. 943. Stulpe winkelförmigen Querschnitts.

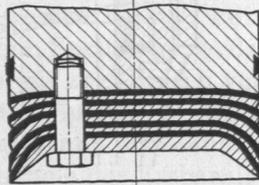


Abb. 944. Abdichtung eines Huberpennenkolbens für 5600 at.

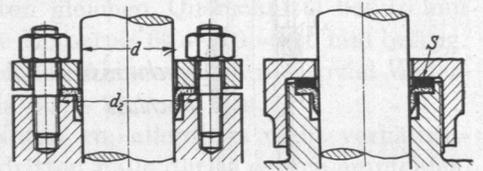


Abb. 945 und 946. Stulpe winkelförmigen Querschnitts.

Ringe von winkelförmigem Querschnitt, Abb. 945 und 946, müssen durch die Brillen oder Verschlussschrauben so fest angespannt werden können, daß sie an den Auflageflächen abdichten. Anzugmöglichkeit der Brille und kräftige Schrauben, die man der Sicherheit wegen auf den Druck:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d^2) \cdot p \quad (251)$$

berechnen wird, unter der Annahme, daß die Pressung *p* äußerstenfalls bis zur Außenkante des Lederringes vordringen kann, sind also in dem Falle geboten. Der Vorteil der Ringform liegt in dem kleinen Durchmesser der Rinne für den Stulp. Gewindemuffen, Abb. 946, setzen genügend widerstandsfähigen Baustoff sowohl des Gehäuses, wie der Muffe voraus, der wiederholtes Auf- und Abschrauben vertragen können muß. Gußeisen ist demnach ausgeschlossen. Zweck der Zwischenscheibe *S* ist, das Verwürgen des Lederrings beim Anziehen der Überwurfmutter zu verhindern.

Einen Ersatz für Lederstulpe bieten Gummiringe nach Frantz-Landgräber, Abb. 947, die von den Pahl'schen Gummi- und Asbestwerken in Düsseldorf geliefert werden. Der oft mit Hanfeinlagen versehene Hohlring besitzt an seiner Unterfläche mehrere Öffnungen *L*, die die Flüssigkeit in das Innere treten lassen, so daß der gegen die Wandung gepreßte Ring abdichtet. Zweckmäßig ist die Anordnung einer ringsum laufenden Nut *N*, die den Zutritt der Flüssigkeit zu den Löchern erleichtert. Die Ringe

werden sowohl ungeteilt mit durchlaufendem Kanal ausgeführt und dann wie gewöhnliche Stulpe eingebaut, als auch nach Abb. 947 an einer Stelle aufgeschnitten hergestellt, so daß sie leicht und ohne Auseinandernehmen der Maschine um den Kolben herumgelegt werden können. Die Schnittfuge wird, wenn Ringe und Fuge gut passen, durch das Anziehen der Brillenschrauben und den im Innern auftretenden Druck zusammengepreßt und abgedichtet.

Die Reibung ist bei den Stulpdichtungen im wesentlichen verhältnismäßig dem inneren Druck  $p$  und unabhängig von dem Anziehen der Brillenschrauben. Mit den Bezeichnungen der Abb. 938 kann sie durch:

$$R = R_0 + \pi \cdot d \cdot b \cdot p \cdot \mu \quad (252)$$

ausgedrückt werden, wenn  $\mu$  die Reibungszahl und  $R_0$  die beim Druck  $p = 0$  durch die eigene Federung des Stulpes oder durch das Gewicht des Kolbens hervorgerufene Reibung bedeutet, die bei senkrecht angeordnetem Kolben annähernd gleich Null gesetzt werden kann.  $\mu$  schwankt bei

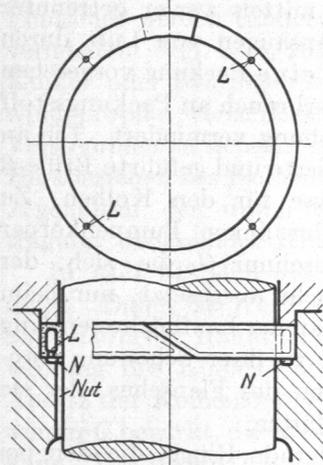


Abb. 947. Dichtungsring nach Frantz-Landgräber.

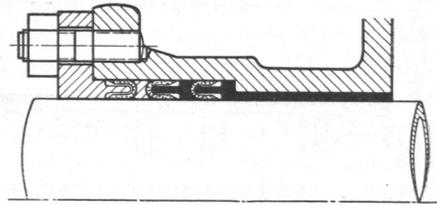


Abb. 948. Abdichtung eines Pumpenkolbens mittels Lederstulpe.

glattem Kolben und weichem fettigen Leder zwischen 0,03 und 0,07, kann aber bei rauher Oberfläche und schmutzigem Wasser wegen der dann auftretenden Reibung fester Körper auf 0,2 steigen.

Kurze Baulänge und vollkommene Abdichtung bei mäßiger Reibung sind die Vorteile der Stulpdichtung. Zur Beschränkung des Verschleißes müssen aber die Kolben sehr glatt gehalten werden. Die Stulpdichtung wird von etwa 8 bis zu 1000 mm Durchmesser bei 6 bis 30 mm Stulpbreite und 1 bis 6 mm Lederstärke benutzt.

Abb. 948 zeigt die Abdichtung eines Pumpenkolbens durch drei Ringe, von denen die inneren das Austreten der Flüssigkeit beim Druckhub, der äußere das Eindringen von Luft während des Saugens verhüten.

#### 4. Weich- und Metallpackungen.

Bei größeren Kolbengeschwindigkeiten kann Abdichtung durch Stopfbüchsen mit Baumwoll-, Hanf- oder Metallpackungen, Abb. 949, erreicht werden, über welche Näheres unter Stopfbüchsen zu finden ist. Zum Anpressen des Dichtmittels, das in radialer Richtung erfolgen muß, dienen die Stopfbüchsschrauben. Da diese aber nur Kräfte in axialer Richtung ausüben können, müssen sie, um von vornherein genügende Pressung zu erzeugen, sehr kräftig gewählt werden. Bei niedrigem Druck legt man deshalb die dreifache Kraft, die auf die Packung wirkt,

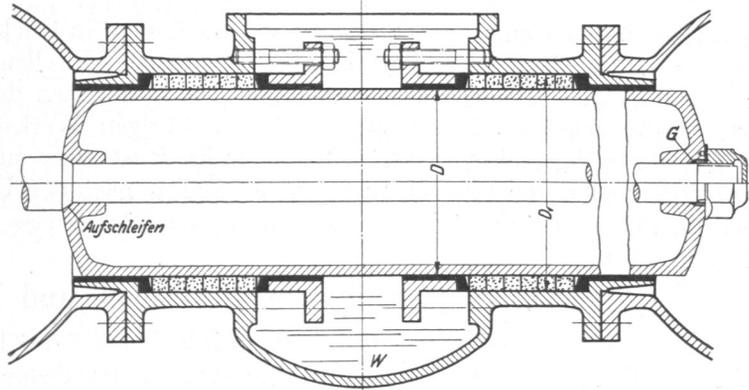


Abb. 949. Abdichtung eines Pumpenplunzschers mittels zweier getrennter Stopfbüchsen.

$$3 \cdot \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) \cdot p \quad (253)$$

der Berechnung zugrunde und geht bei höheren Drucken, etwa an Preßwasserhebezeugen, Akkumulatoren usw. auf:

$$\frac{5}{4} \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) p \quad (254)$$

herunter.

Abb. 949 zeigt die Abdichtung eines Pumpenplunschers mittels zweier getrennter Stopfbüchsen, die in einem Wassertrog  $W$  liegen, um das Ansaugen von Luft durch die Stopfbüchsen hindurch zu verhüten. In Abb. 950 ist nur eine Packung vorgesehen und dadurch der Verbrauch an Packungsstoff sowie die Kolbenreibung vermindert. Die an beiden Enden zentrierte und geführte Brille  $B$  dient als Laufbüchse für den Kolben. Zu ihrer Abdichtung im linken Pumpenkörper genügt die Gummischnur  $G$ , die sich, der Kolbenbewegung nicht ausgesetzt, nur beim Anziehen der Brille an der Laufbüchse entlang schiebt, wobei sich zu ihrer Schonung empfiehlt, die Schrauben des Flansches, der sie festhält, etwas zu lüften.

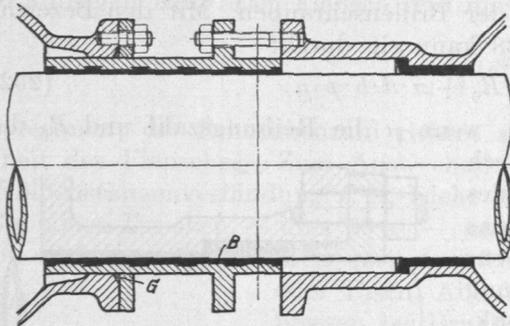


Abb. 950. Abdichtung eines Pumpenplunschers durch eine Stopfbüchse.

Nach innen federnde Ringe, die den bei Scheibenkolben so oft angewandten selbstspannenden Ringen entsprechen, finden sich bei Plunschern wegen der großen Kosten und wegen des umständlicheren Einbaues selten. Näheres über ihre Herstellung und Verwendung bei Stopfbüchsen siehe S. 588.

### C. Berechnung der Plunzsch.

Die Plunzsch werden bei kleinen Abmessungen und hohen Drucken aus dem Vollen hergestellt, bei größeren Durchmessern gewöhnlich hohl gegossen oder unter Zuhilfenahme von Rohren zusammengesetzt. Für die Wandstärke des zylindrischen Teils gibt die für Rohre bei stehendem Guß giltige Formel (154a) bei mäßigen Drucken einen ersten Anhalt. Ist der Kolben einer größeren, von außen wirkenden Pressung  $p_a$  ausgesetzt, also auf Druck beansprucht, so folgt die Stärke  $s$  aus der Formel (60):

$$s = \frac{D}{2} \left( 1 - \sqrt{\frac{k - 1,7 p_a}{k}} \right) + a \quad (255)$$

oder näherungsweise, wenn  $s$  gegenüber  $D$  klein ist, aus (61):

$$s = \frac{D}{2} \cdot \frac{p_a}{k} + a. \quad (256)$$

$a$  bedeutet dabei einen Zuschlag von 0,2 bis 0,5 cm in Rücksicht auf etwaige Kernverlegungen. Für Gußeisen pflegt man bei der meist schwellenden Beanspruchung bis zu  $k = 300 \text{ kg/cm}^2$  zuzulassen, sofern nicht das Einknicken der Wandung zu befürchten ist. Entsprechende Zahlen gelten für die übrigen Werkstoffe. Die Beanspruchung durch die in der Achse wirkende Kolbenkraft  $P$  ist meist niedrig. Größere ebene oder gewölbte Böden von Plunschern berechnet man je nach den Umständen als eingespannte oder am Umfang frei aufliegende Platten in ähnlicher Weise wie die von Scheiben- und Tauchkolben.

### D. Ausführung der Plunzsch und Beispiele.

Konstruktiv ist vor allem auf hinreichende Länge  $l$  der Führung, Tafel I, zu sehen, um das Ecken und Klemmen der Plunzsch zu vermeiden. Wenn die Kolbenstange nicht besonders gehalten ist und die Führung des Kolbens nicht unterstützt, gilt als Mindestmaß  $l = d$ . Besser ist, auf 1,2 bis 1,8  $d$  oder mehr zu gehen.

Pumpenplunsern gibt man geringe Wandstärken, um ihr Gewicht und damit den Auflagedruck, die Reibung und Abnutzung an den Laufflächen klein zu halten. Gelegentlich geht man so weit, daß sie im Wasser schwimmen, damit der auf die Führung ausgeübte Druck wegfällt.

Kernlöcher und -stützen zur Entlüftung und Stützung des Kerns beim Gießen hohler Plunser werden tunlichst an den Endflächen angeordnet, in den Laufflächen dagegen vermieden. Vgl. Abb. 202a, S. 160, und 1003, wo das größere Kernloch durch ein mit Kupfer oder Bleiringen verstemmtes Einsatzstück *B*, die kleinen durch vernietete Gewindepropfen verschlossen sind. *B* ist in der Bohrung zentriert, um seine Lage beim Verstemmen zu sichern. An Stelle der Kopschraube *K* kann eine Öse zum Einsetzen oder Herausziehen des Kolbens eingeschraubt werden. Die Kolbenstange ist durch einen Riegel *R* gehalten, der, durch die Schraubenmutter *M* festgespannt, die Verbindung zur Übertragung wechselnder Kräfte geeignet macht.

In Abb. 949 sind die Kernlöcher zur Durchführung und Befestigung der Stange benutzt. Dabei ist Wert auf die Abdichtung des Kolbeninneren gelegt, weil dieses sonst als schädlicher Raum wirkt und weil eindringendes Wasser das Gewicht und die Massenwirkung des Kolbens beträchtlich erhöhen würde. Am linken Ende ist der kegelige Absatz der Kolbenstange eingeschliffen, am rechten die Abdichtung durch eine Gummischnur *G* bewirkt, die so tief angeordnet wurde, daß sie nicht in die Gewindegänge kommen kann. Die Böden, die die Kolbenkraft von der Stange auf die Kolbenwandung zu übertragen haben, sind kugelig und sehr kräftig gestaltet und mit allmählichen Übergängen in die zylindrische Wandung versehen.

## II. Scheiben- und Tauchkolben.

Scheibenkolben benutzt man vorwiegend an doppeltwirkenden Kraft- und Arbeitsmaschinen aller Art: Dampf- und Verbrennungsmaschinen, Kompressoren, Pumpen, Kondensatorpumpen usw. Wegen der Verbindung mit der fast stets getrennt hergestellten Kolbenstange ist meist die Ausbildung einer Nabe, wegen der Unterbringung der Dichtmittel, die eines Kranzes nötig. Sind beide Teile durch eine Scheibe verbunden, so entstehen einwandige, sind dagegen zwei Stirnwände vorgesehen, doppelwandige oder Hohlkolben. Dadurch, daß die Scheiben und Stirnwände eben, Abb. 981 und 1000, oder kegelig, Abb. 984 und 951, gestaltet werden, entstehen die wichtigsten Formen der Scheibenkolben. Zugleich mit ihnen mögen auch die an einfach wirkenden Maschinen verwandten Tauchkolben, Abb. 931a, einer

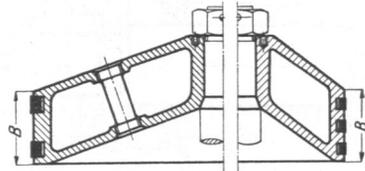


Abb. 951. Doppelwandige Kolben mit kegeligen Stirnwänden.

Gasmaschine entnommen, und Abb. 991 behandelt werden. Sie bestehen aus dem ebenen oder gewölbten Boden und dem zylindrischen Mantel, der die Ringe, oft auch den Schubstangenbolzen aufnimmt, so daß der Kolben den Kreuzkopf ersetzt und eine nicht unbedeutende Verminderung der Baulänge oder -höhe der Maschine ermöglicht. Zur dauernd sicheren Aufnahme des durch die Schubstange ausgeübten Seitendrucks muß er aber richtig bemessen und durchgebildet werden. Durchbrochene Scheiben- oder Tauchkolben, Abb. 998, die Ventile oder Klappen tragen und den Durchtritt der Betriebsflüssigkeit in der einen Richtung gestatten, werden bei Wasser- und Kondensatorpumpen benutzt.

### A. Die verwandten Baustoffe.

Der wichtigste Werkstoff für Scheibenkolben ist wiederum Gußeisen. Stahlguß läuft namentlich bei höheren Wärmegraden in unmittelbarer Berührung mit der Zylinderwand nicht gut, kann also nur für schwebende, von den Kolbenstangen getragene Kolben