

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 eingeschliffener 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.

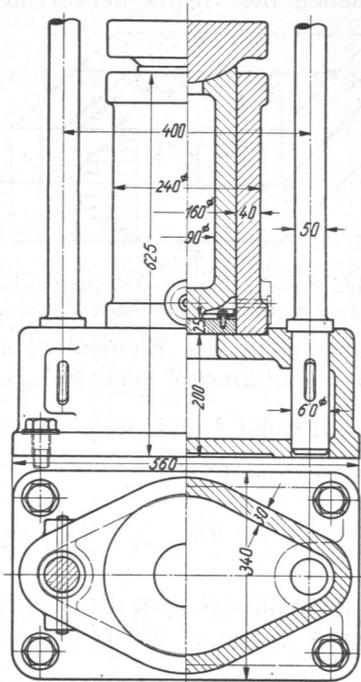


Abb. 935. Preßzylinder mit eingeschliffenem Kolben. M. 1: 12,5.

## 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  $XYZ$

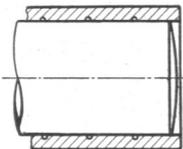
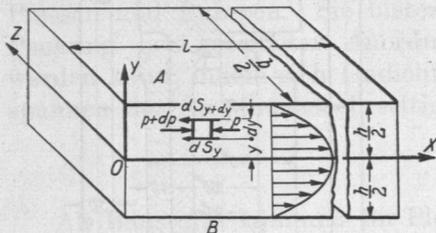


Abb. 936. Labyrinthdichtung.

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

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

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

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.

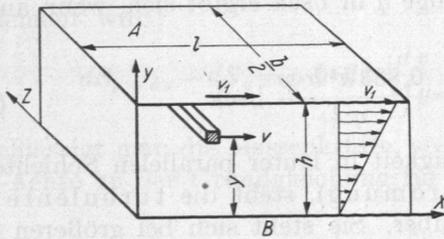


Abb. 936 b. Geschwindigkeitsverteilung in einer zähen Schicht zwischen einer ruhenden und einer bewegten Ebene.

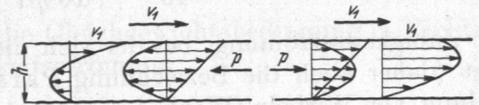


Abb. 936 c. Zähigkeitsströmung zwischen ruhenden und bewegten Ebenen.

Die bei einer gegenseitigen Verschiebung der Flächen auftretende Geschwindigkeitsverteilung läßt sich an Hand der Grundgleichung und der Abb. 936 b 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. 936 b.

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.

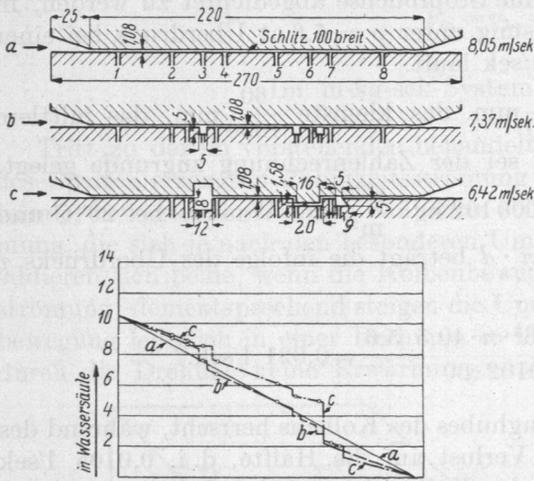


Abb. 937. Druckverlauf in ebenen, glatten und mit Nuten versehenen Spalten nach Just.

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.

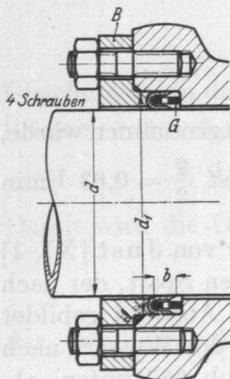


Abb. 938. Stulpdichtung.

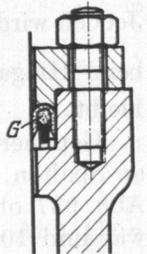


Abb. 939. Stulpdichtung.

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