

damit verbundene Trockenlaufen und die Erhöhung der Wandtemperatur kann schließlich zum Fressen führen. Die Dichtheit wird entweder unmittelbar, durch sorgfältiges Einpassen der Kolben oder durch besondere Packungen, Dichtungen oder Liderungen erreicht. Am wichtigsten und am häufigsten benutzt sind hin- und hergehende Kolben mit geradliniger Bewegung; seltener kommen schwingende oder umlaufende vor. Die Hauptformen der ersten Gruppe sind die Plunser oder Rohrkolben mit glatten zylindrischen Laufflächen, Abb. 931, die gewöhnlich durch Packungen in den Zylindern abgedichtet werden und die Scheiben- und einseitig offenen Tauchkolben, Abb. 953 und 931a, die die Dichtmittel meist auf ihrem Umfange tragen. Eine Sondergruppe bilden die Stufen- und die Differentialkolben, Abb. 932 und 933. Stufenkolben, an Kompressoren, Kondensatoren, vereinzelt auch an Dampfmaschinen benutzt, dienen dazu, die Arbeit in zwei oder mehr Druck-

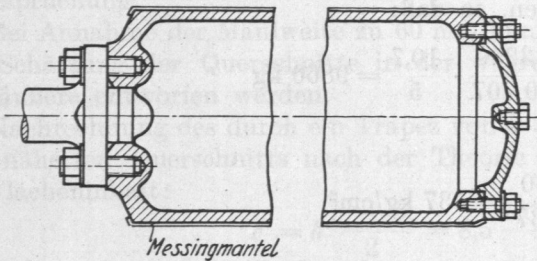


Abb. 931. Plunser mit Messingmantel.

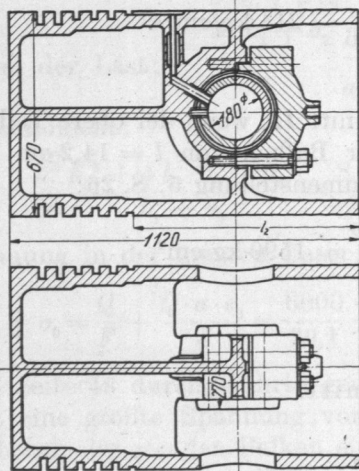


Abb. 931a. Tauchkolben einer liegenden Gasmaschine.
M. 1:25.

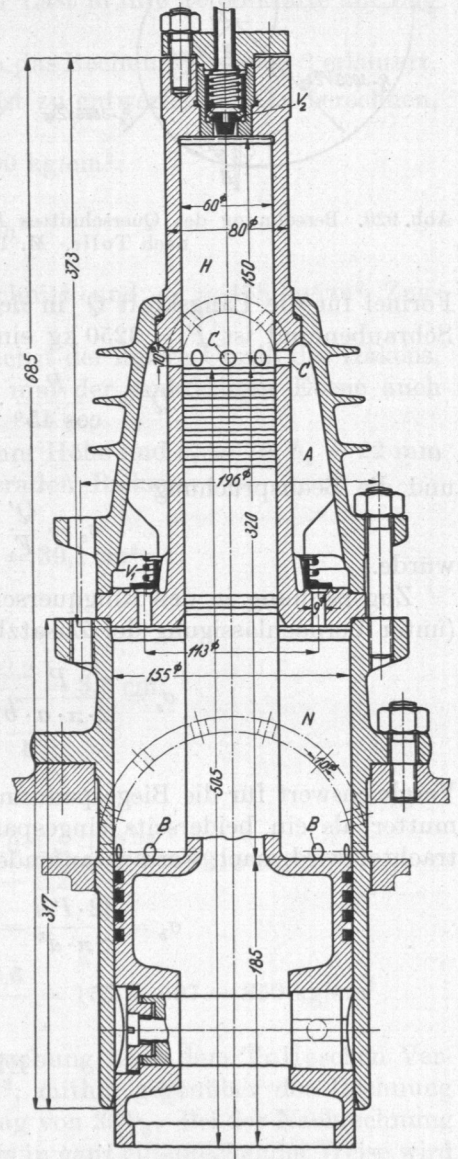


Abb. 932. Stufenkolben für einen Kompressor.
M. 1:5.

stufen leisten zu lassen. So strömt z. B. in der tiefsten Stellung des Kolbens, Abb. 932, Luft von atmosphärischer Spannung durch die Bohrungen *B* in den Niederdruckzylinder *N*. Beim Aufgang des Kolbens wird sie durch das Ventil *V*₁ in den Aufnehmer *A* gefördert und dabei zunächst mäßig verdichtet. Von dort strömt sie — wiederum in der untersten Kolbenlage —, durch die Löcher *C* in den Hochdruckzylinder *H*, in dem sie bei dem zweiten Hub auf den hohen Druck gebracht wird, der im Raum über dem Ventil *V*₂ herrscht.

Zweck und Wirkung eines Differentialkolbens zeigt Abb. 933. Er gehört zu einer Pumpe gleicher Leistung wie sie auf Tafel I dargestellt ist, hat denselben Hub $s_0 = 800$ mm und in seinem vorderen Teil den gleichen Durchmesser $d = 285$ mm wie der doppeltwirkende Plunser auf der genannten Tafel, in seinem hinteren Teil aber den zweifachen Querschnitt oder $d' = \sqrt{2} \cdot d \approx 405$ mm Durchmesser. Beim Vorwärtsgang im Sinne des Pfeiles I saugt er eine Wassermenge $2f \cdot s_0$ durch das Saugventil S an und drückt sie beim Rücklauf durch das Druckventil D . Aber nur die Hälfte dieser Wassermenge wird in das Druckrohr gefördert, weil der Rest $f \cdot s_0$ in den Ringraum C um den vorderen Kolbenteil Platz findet und erst beim nächsten Vorwärtsgang des Kolbens

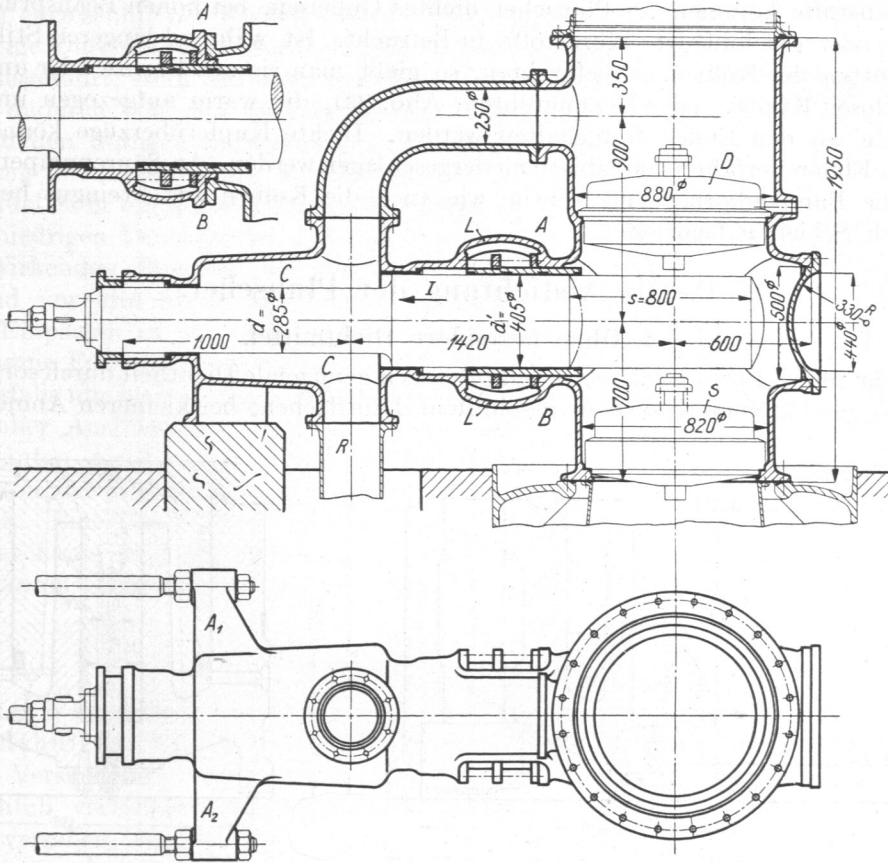


Abb. 933. Differentialkolbenpumpe gleicher Leistung wie die doppeltwirkende auf Tafel I. M. 1:33.

von dort in das Druckrohr R geschoben wird. Dadurch ist Druckausgleich bei den beiden Hüben erreicht. Die Förder- ebenso wie die Kraftverhältnisse entsprechen praktisch denen der doppelt wirkenden Pumpe. Beträgt nämlich die Saugspannung p_s , die Druckspannung p_a at, so ist die Kolbenkraft beim Vorwärtsgang $P = f \cdot p_a + 2f \cdot p_s$, beim Rücklauf $P' = 2f \cdot p_a - f \cdot p_a = f \cdot p_a$, also annähernd die gleiche wie an einem doppeltwirkenden Kolben von f cm² Querschnitt: $P'' = f(p_a + p_s)$, wobei bemerkt sei, daß sich der Unterschied zwischen P und P' durch geeignete Wahl der Kolbendurchmesser d und d' beseitigen läßt, allerdings unter geringer Veränderung der Fördermengen beim Vor- und Rücklauf. Der Hauptvorteil, den Differentialkolben bieten, ist, daß sich die Zahl der in der Abbildung angenommenen Ringventile auf zwei, freilich von doppelt so großem Durchgangsquerschnitt, verringern läßt.

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

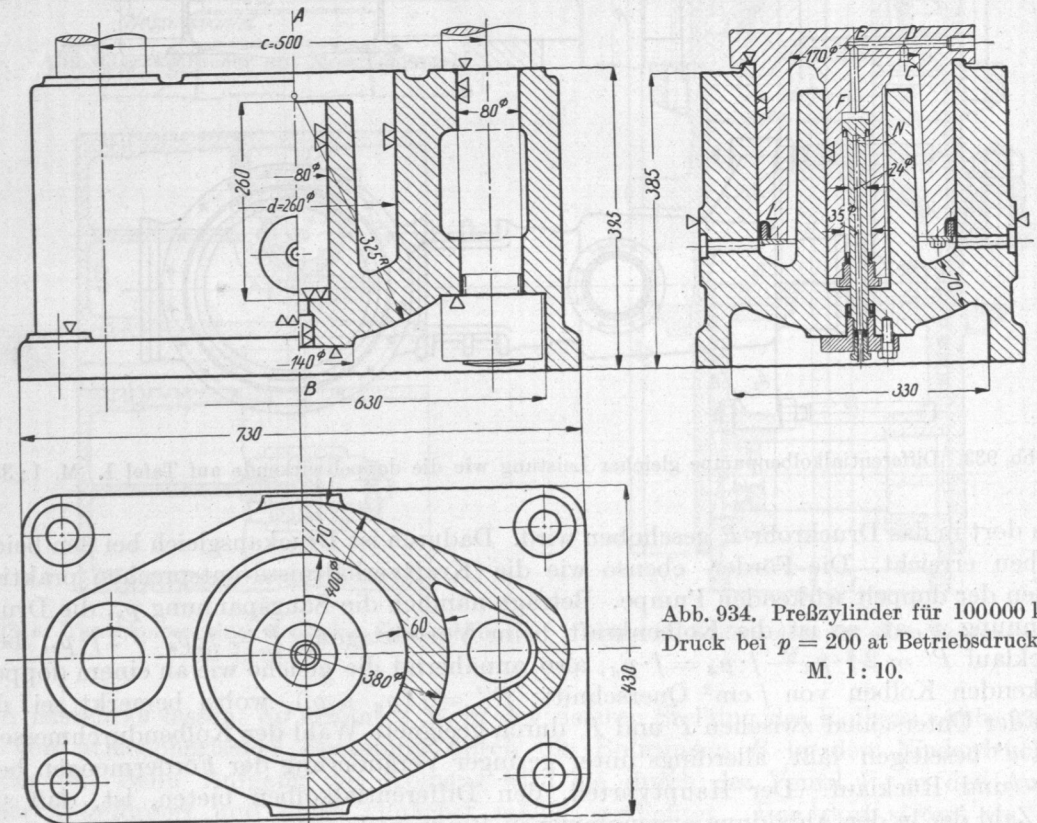


Abb. 934. Preßzylinder für 100000 kg Druck bei $p = 200$ at Betriebsdruck.

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 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.

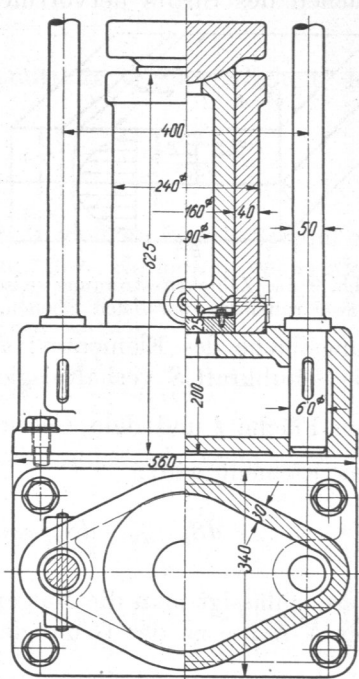


Abb. 935. Preßzylinder mit eingeschliffenem Kolben. M. 1: 12,5.

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

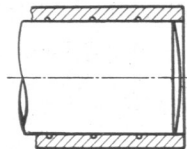
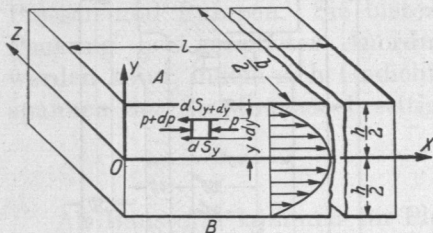


Abb. 936. Labyrinthdichtung.

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 η , 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 γ in kg/dm³ 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 ζ in verhältnismäßig engen Spalten, wie sie für Dichtungszwecke in Frage kommen, sind:

Spaltweite mm	ζ nach		ζ 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.

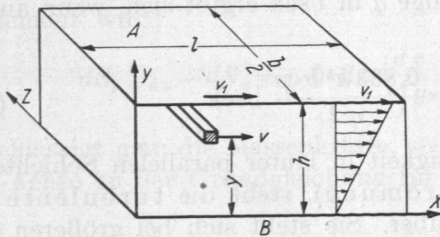


Abb. 936 b. Geschwindigkeitsverteilung in einer zähnen Schicht zwischen einer ruhenden und einer bewegten Ebene.

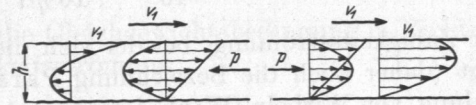


Abb. 936 c. Zähigkeitsströmung zwischen ruhenden und bewegten Ebenen.

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.

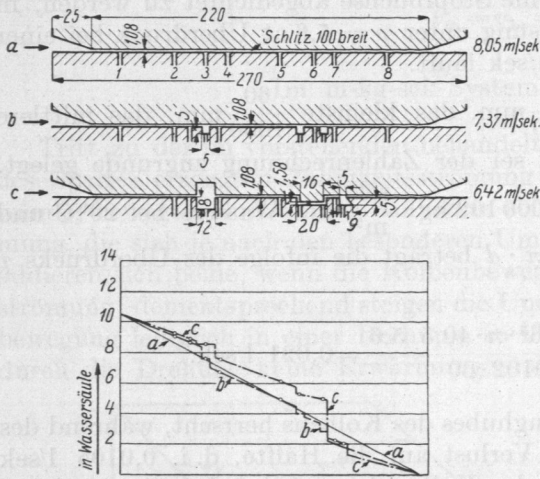


Abb. 937. Druckverlauf in ebenen, glatten und mit Nuten versehenen Spalten nach Just.

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 entsprechen 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.

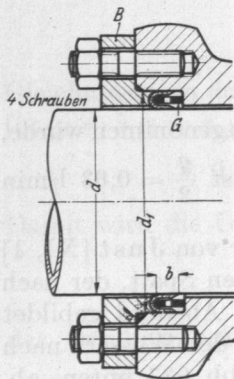


Abb. 938. Stulpdichtung.

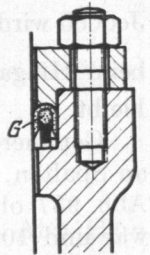


Abb. 939. Stulpdichtung.

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°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 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

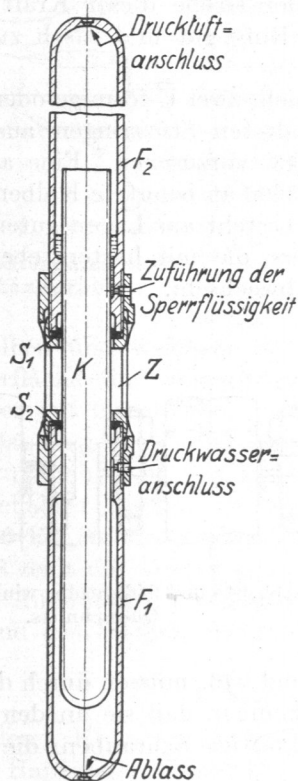


Abb. 940 Akkumulator. M. 1:15.

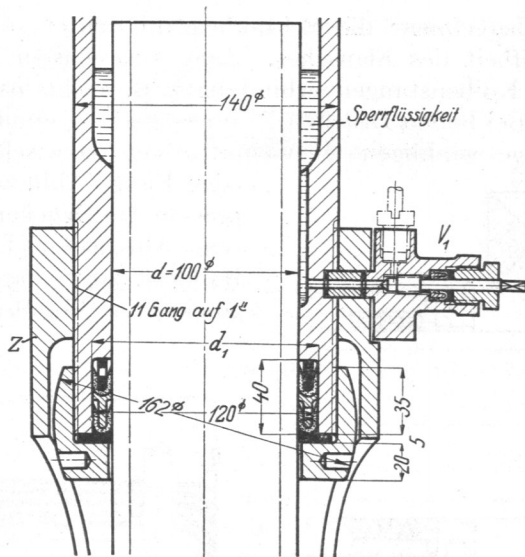
Abb. 941. Doppelte Stulpdichtung am Akkumulator
Abb. 940. M. 1:2,5.

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.

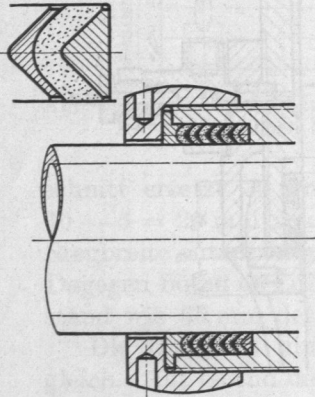


Abb. 943. Stulpe winkelförmigen Querschnitts.

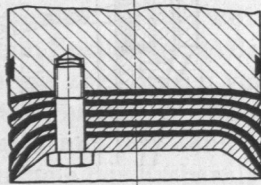


Abb. 944. Abdichtung eines Huberpennenkolbens für 5600 at.

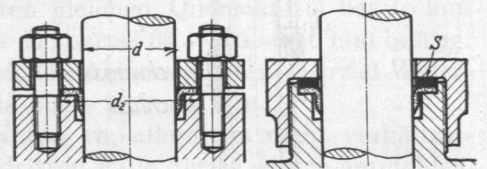


Abb. 945 und 946. Stulpe winkelförmigen Querschnitts.

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. Anzugsmöglichkeit 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 Pahlischen 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 μ 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. μ schwankt bei

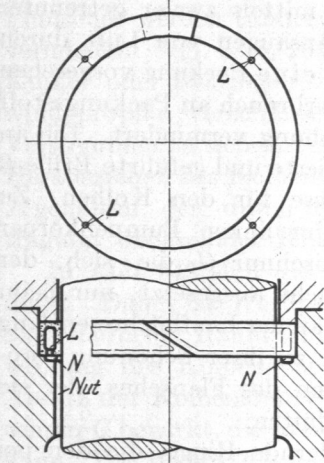


Abb. 947. Dichtungsring nach Frantz-Landgräber.

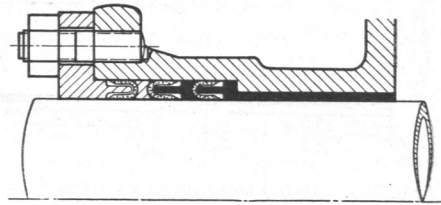


Abb. 948. Abdichtung eines Pumpenkolbens mittels Lederstulpe.

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,

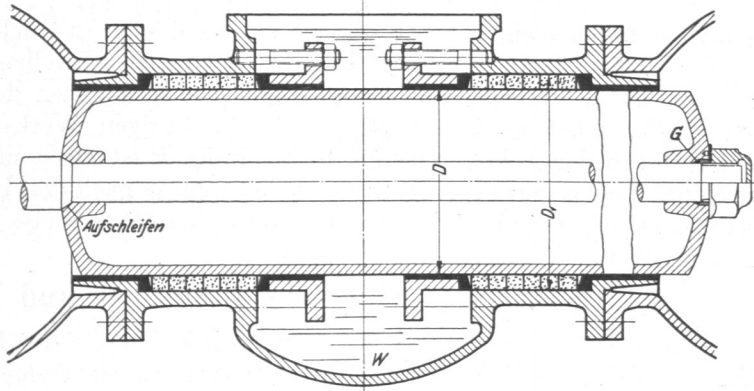


Abb. 949. Abdichtung eines Pumpenplunskers mittels zweier getrennter Stopfbüchsen.

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

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.

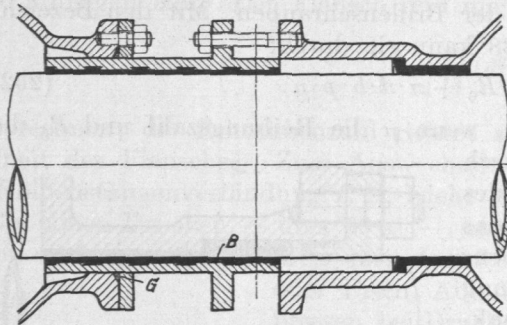


Abb. 950. Abdichtung eines Pumpenplunschers durch eine Stopfbüchse.

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 Kopfschraube *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 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 unbeträchtliche 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.

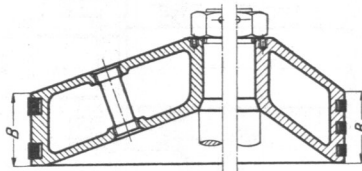


Abb. 951. Doppelwandige Kolben mit kegelligen Stirnwänden.

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

oder unter Einschaltung einer besonderen Tragfläche verwendet werden. Das gleiche gilt für geschmiedete oder gepreßte Kolben aus Flußstahl, die in Fällen vorkommen, wo die äußerste Gewichts- und Massenverringernng, wie bei Lokomotiven und Torpedobootmaschinen geboten ist, die sich übrigens auch an manchen Dampfhämmern aus einem Stück mit der Kolbenstange hergestellt finden, um die bei dem stoßweisen Betrieb schwierige Verbindung zwischen den beiden Teilen zu umgehen. An Wasser- und Kondensatorpumpen wendet man zur Vermeidung des Festrostens gelegentlich Bronzen und andere Legierungen an. Die Absicht, die Massen bei den sehr rasch laufenden Fahrzeug- und Flugmotoren einzuschränken, hat zur Anwendung der Leichtmetalle, Aluminium- und Magnesiumlegierungen geführt, gleichzeitig mit dem Erfolg, daß die günstigen Wärmeleitverhältnisse der Kolben eine Erhöhung der Leistung der Maschinen ermöglichten.

B. Die Abdichtung der Scheiben- und Tauchkolben.

Die Abdichtung kann durch Einschleifen oder durch Leder- und Gummistulpe, Weichpackungen, Holz und metallische Ringe erfolgen. Die zuerst genannte Art war schon bei den Plunschern ausführlich besprochen worden. Sie ist häufig an kleinen Kolben anzutreffen, u. a. an den Indikatoren durchweg zu finden.

1. Stulpdichtungen.

Scheibenkolben mit den auf Seite 528 näher behandelten Leder- oder Gummistulpdichtungen zeigen die Abb. 952 und 953. In der ersten werden zwei U-förmige Ringe, die wegen der Abdichtung nach beiden Richtungen nötig sind, durch die Kolbenmutter gehalten; die Bauart, Abb. 953, verlangt eine Teilung des Kolbens selbst.

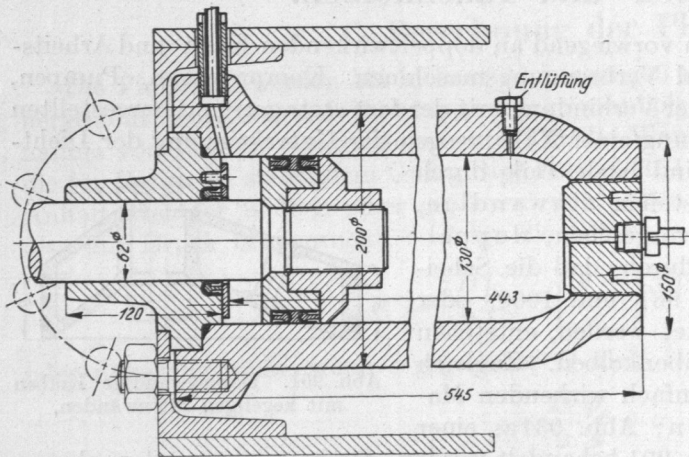


Abb. 952. Zylinder und Kolben einer Festigkeitsprüfmaschine, $p = 200$ at, M. 1:6.

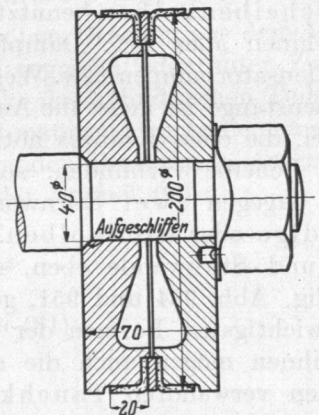


Abb. 953. Geteilter Kolben mit Lederstulpdichtung. M. 1:4.

2. Weichpackungen.

An Warmwasser- und Kondensatorpumpen, in denen Leder bald weich werden und seine Form verlieren würde, finden Weichpackungen aus Hanf, Baumwolle, weichen Metalldrahtgeflechten mit Graphit usw., wie sie bei den Stopfbüchsen näher behandelt sind, sowie solche aus Holz (Ahorn-, Pappelholz) Verwendung, werden allerdings mehr und mehr durch die metallischen Liderungen verdrängt. Jene haben den Nachteil, durch die wechselnde Bewegung hin- und hergeschlagen und stark abgenutzt zu werden und immerhin umständlich ersetzbar zu sein. Vgl. Abb. 954, wo die Packung, in der Eindrehung des Kolbens untergebracht, durch Schrauben angezogen wird, bis der Ring aufliegt. Die zahlreichen Schrauben machen den Kolben vielteilig und vermindern die Betriebssicherheit.

3. Metallische Kolbenringe.

Am wichtigsten sind die metallischen Kolbenringe, die entweder durch die eigene Elastizität (selbstspannende Ringe) oder durch hinter ihnen liegende Federn radial gegen die Zylinderwandung gedrückt werden, sich dadurch der Wandung bestens anschmiegen und sehr gut abdichten. Sie sind für Gase und Dämpfe, selbst bei hohen Wärmegraden, aber auch für Flüssigkeiten geeignet. An dem einfachen Scheibenkolben, Abb. 954, werden sie unter elastischem Auseinanderbiegen und unter Zuhilfenahme von dünnen Blechen *B* über den Kolbenkörper geschoben und legen sich dann in die Nuten, in die sie seitlich sorgfältig eingepaßt sind. Beim Einschieben in den Zylinder, Abb. 956, werden sie an der kegeligen Übergangsstelle *K* zur Lauffläche noch weiter zusammengedrückt oder mit Hilfe eines dünnen Blechmantels, der sich an einem Absatz in der Zylinderfläche zurückschiebt, in die Lauffläche eingeführt. Dadurch kommen sie unter der zum Abdichten nötigen Spannung zur Anlage an der Zylinderwandung.

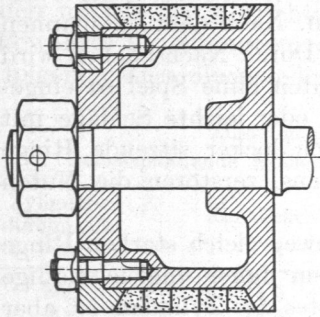


Abb. 954. Scheibenkolben mit Weichpackung.

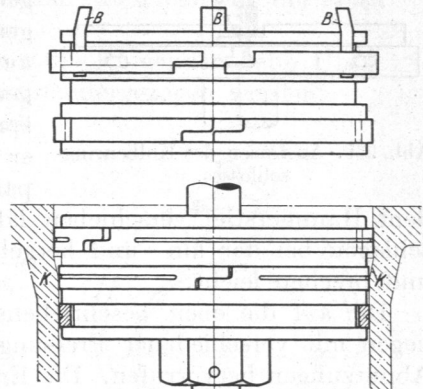


Abb. 955 und 956. Aufziehen der Kolbenringe und Einführen derselben in die Zylinderfläche.

Bei dem Einschieben in den Zylinder, Abb. 956, werden sie an der kegeligen Übergangsstelle *K* zur Lauffläche noch weiter zusammengedrückt oder mit Hilfe eines dünnen Blechmantels, der sich an einem Absatz in der Zylinderfläche zurückschiebt, in die Lauffläche eingeführt. Dadurch kommen sie unter der zum Abdichten nötigen Spannung zur Anlage an der Zylinderwandung.

a) Werkstoffe.

Selbstspannende Ringe werden bei sehr kleinen Durchmessern aus Stahl, sonst aus dichtem zähen Gußeisen, selten, nur wenn starkes Rosten zu befürchten ist, aus gehämmerter Bronze hergestellt. Der Werkstoff soll etwas weicher sein als derjenige der Zylinder, damit die Abnutzung an den leicht ersetzbaren Ringen stattfindet, die Zylinderflächen dagegen geschont werden.

b) Herstellung und Hauptabmessungen.

Selbstspannende Kolbenringe aus Gußeisen pflegen zu mehreren aus dem Unterteil eines gegossenen Ringes mit hohem verlorenen Kopfe, Abb. 957, herausgearbeitet zu werden.

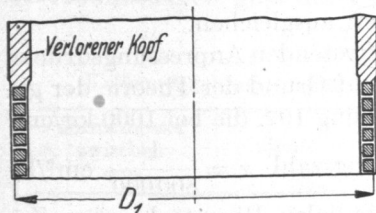


Abb. 957. Herstellung selbstspannender Kolbenringe.

Zunächst dreht man sie gemeinsam vor, und zwar auf einen Außendurchmesser D_1 und auf eine um $z = 2$ bis 5 mm größere Wandstärke. Dann sticht man die einzelnen Ringe auf die fertige Breite ab und stellt

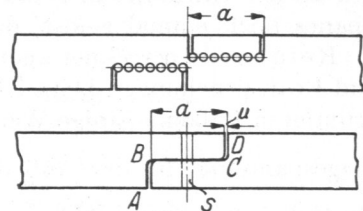


Abb. 958. Ausbohren des Kolbenringeschlosses.

die Schlösser, das sind die Stoßstellen der Ringenden, her, z. B. nach Abb. 958, durch Ausbohren und Ausfeilen eines bestimmten Stückes a , um welches der Ring federn soll. Genauer und rascher lassen sich die Ausschnitte durch Ausfräsen nach Abb. 959 und Aufschneiden unter Abrunden mit der Feile an der Stelle b bearbeiten. a darf an kleineren Ringen zu etwa $\frac{D}{12}$, an größeren zu $\frac{D}{8}$ angenommen werden, wenn D den Zylinderdurchmesser bedeutet. Aus a ergibt sich D_1 :

$$D_1 = D + \frac{a}{\pi} + z, \tag{257}$$

wobei z die schon oben erwähnte Zugabe wegen des Fertigdrehens des Ringes bedeutet. Mittels besonderer Spannvorrichtungen oder eines durch die Ringenden gesteckten

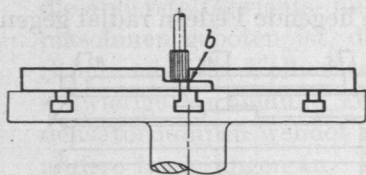


Abb. 959. Ausfräsen des Kolbenring-schlusses.

Stiftes S , Abb. 958, kann der Ring nunmehr zusammen- gedrückt, wenn nötig, durch Hämmern der Innenfläche gerichtet und unter Abnahme mehrerer dünner Späne auf den endgültigen Innen- oder Außendurchmesser ab- gedreht oder geschliffen werden. Nach dem Entspannen springt er wieder nach außen. Durch Nachschaben wird er schließlich in den Kolbennuten ohne Spiel so eingepaßt, daß er sich durch Druck oder leichte Schläge mit

dem Hammerstiel verschieben läßt und noch frei federt. Zu locker sitzende Ringe schlagen bei der hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens, zerstören die Nuten und brechen leicht.

Die auf die eben beschriebene Weise hergestellten, durchweg gleich starken Ringe liegen mit verschiedener Pressung im Zylinder an und können daher ungleichmäßige Abnutzungen hervorrufen. Die Erhaltung des Kreisquerschnittes des Zylinders ist aber sehr wichtig, damit beim Ersatz der Kolbenringe die neuen sofort wieder gut abdichten. Dem Mangel sucht Reinhardt [XI, 3] auf folgende Weise abzuhelpen. Ausgehend von dem fertigen Ring im gespannten Zustande berechnet er die ovale Form, die derselbe beim Entspannen annimmt und zeichnet danach das Ringmodell auf. Praktisch ge- nügend genau erhält man die erwähnte Form, wenn man einen geschlossenen, kreisrunden, auf den Zylinderdurchmesser abgedrehten Ring vom Querschnitt des fertigen Kolben- ringes an einer Stelle aufschneidet und durch ein zwischen die Enden geklemmtes Stück, dessen Länge dem späteren Ausschnitt $a = \frac{D}{12}$ bis $\frac{D}{8}$ entspricht, auseinanderspreizt.

Dieser Ring kann zum Aufzeichnen des Modells benutzt werden; jedoch ist dabei das Schwindmaß zu berücksichtigen und ein Zuschlag für die Bearbeitung je nach der Ringgröße von 1 bis 3 mm in radialer Richtung nach innen und außen zu geben. Die danach gegossenen Ringe werden in der richtigen Breite mit einem geringen Übermaß abgestochen, zunächst an der Stoßstelle fertig bearbeitet, gespannt und an den Enden durch einen Stift im Schloß, vgl. Abb. 958, verbunden. Bei dem Fertigdrehen am äußeren und inneren Umfange, das unter Abnahme sehr dünner Späne erfolgen soll, ist darauf zu achten, daß die Ringe keinerlei Radialkräften ausgesetzt werden, etwa durch Spannknaggen oder dgl., die sie unregelmäßig belasten könnten. Am besten werden sie auf einer Karusselldrehbank, ledig- lich an den Stirnflächen gefaßt, bearbeitet und vor dem Abnehmen des letzten äußeren Spanes noch einmal gelöst, damit sich falsche Spannungen ausgleichen.

Reinhardt berechnet auch a. a. O. die in den Ringen auftretenden Anpressungsdrucke und Beanspruchungen beim Überstreifen über den Kolben auf Grund der Theorie der ge- krümmten Balken. Einige Werte enthält die Zusammenstellung 107, die bei 1000 kg/cm² Biegespannung in der äußeren Faser und einer Dehnungszahl $\alpha = \frac{1}{800000}$ cm²/kg

für Gußeisen gelten. Abhängig von dem Verhältnis der radialen Ringstärke zum Zy- linderdurchmesser D ist die Länge des Ausschnittes a , dann der spezifische Druck p , mit dem sich der Ring an der Zylinderwand anlegt und die Biegespannung σ_b angegeben, welcher der Ring längs der Innenfläche gegenüber der Stoßstelle beim Überstreifen über den

Zusammenstellung 107.

Abmessungen und Beanspruchungen selbstspannender Kolbenringe nach Reinhardt.

	$\frac{D}{40}$	$\frac{D}{38}$	$\frac{D}{36}$	$\frac{D}{34}$	$\frac{D}{32}$	$\frac{D}{30}$	$\frac{D}{28}$	$\frac{D}{26}$	$\frac{D}{24}$	
Ringstärke	0,115D	0,112D	0,103D	0,097D	0,091D	0,086D	0,08D	0,074D	0,068D	
Ausschnittlänge a										
Spez. Pressung an der Zylinder- wand	0,22	0,24	0,27	0,31	0,35	0,40	0,46	0,53	0,63	kg/cm ²
Beanspr. beim Überstreifen σ_b	675	820	1000	1200	1460	1770	—	—	—	kg/cm ²

Kolben ausgesetzt ist. Sind die Ringstärken größer als $\frac{D}{28}$, so überschreitet σ_b 1800 kg/cm²; der dauernden Verbiegungen wegen, die dabei zu befürchten sind, sollte das Überstreifen derartiger Ringe vermieden werden. Es empfiehlt sich vielmehr, dieselben von der Seite her aufzuschieben und durch besondere Deckel zu halten.

Etwas günstiger wird die Biegebeanspruchung σ_b , wenn die Ringenden beim Überstreifen mittels der Vorrichtung, Abb. 960, unter 30° auseinandergezogen werden.

Bewährte Ringabmessungen nach Prof. Stumpf enthält die folgende Zusammenstellung.

Zusammenstellung 108.

Selbstspannende Kolbenringe nach Prof. Stumpf.

Zylinder- durchm. <i>D</i> mm	Ringdicke mm	Ringbreite mm	Ausschnitt <i>a</i> , Abb. 958 mm
300	11,5	15	24
400	14,5	19	35
600	19	24	60
800	22	27	84
1000	26	30	108
1400	30	31	155
1600	32	32	180
1800	34	32	206

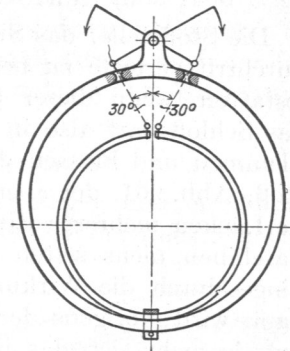


Abb. 960. Kolbenringzange nach Reinhardt.

Kolbenringe für Gußeisenkolben des Kraftfahrbaues sind in DIN KrM 101, für Leichtmetallkolben in DIN KrM 102 genormt.

Aus der Beanspruchung der Ringe auf Biegung, für die das Widerstandsmoment des dem Schlosse gegenüber liegenden Querschnitts maßgebend ist, folgt, daß es zulässig ist, die Breite der Ringe zu ändern. Immerhin ist zu beachten, daß mehrere schmale Ringe besser dichten als wenige breite. Breite Ringe werden zweckmäßigerweise mit einer Schmierrinne, Abb. 956, versehen.

Vielfach haben Sonderfirmen die Herstellung der Ringe aufgenommen.

Die Davy Robertson Kolbenring Gesellschaft in Berlin gibt ihren auf dem ganzen Umfang gleich starken Ringen die nötige Spannung durch Hämmern der Innenfläche, nachdem die Ringe unmittelbar auf den richtigen Durchmesser abgedreht und aufgeschnitten worden sind. Beim Hämmern läßt man die Schläge nach den Ringenden zu an Stärke abnehmen, um eine gleichmäßige Federung und Anlage am ganzen Umfange zu erreichen. Als zweckmäßige Abmessungen gibt die Firma die folgenden an:

Zusammenstellung 109.

Kolbenringabmessungen der Davy-Robertson Kolbenring Gesellschaft, Berlin.

Durchmesser zwischen mm	Breite mm	Stärke mm	Durchmesser zwischen mm	Breite mm	Stärke mm
30—40	3	2	350—600	20	14
30—50	3	2	400—600	22	10
50—60	2,5	2,5		22	12
60—70	3	2,5		22	14
70—80	3,5	2,5		24	12
80—90	4—4,5	2,5—3		25	13
90—110	4,5	3		27	14
100—130	6	4		28	15
110—170	8	4,5		30	14
120—200	10	4,5		30	16
150—300	12	6		600—650	27
200—300	15	7	650—700	30	19
200—400	15	9	700—750	32	21
250—400	17	9	750—800	34	22,5
250—480	20	10	800—850	36	24
300—500	20	12	850—915	38	26,5

Exzentrisch gedrehte Ringe, die dem Schloß gegenüber die übliche Stärke, an den Enden etwa 0,7 davon als Dicke erhalten, legen sich im neuen Zustande mit etwas gleichmäßigerer Pressung gegen die Wandung, bedingen aber eine umständlichere Herstellung durch das Umspannen beim Drehen, führen zu größeren schädlichen Räumen in den Nuten, sofern diese nicht ebenfalls exzentrisch ausgedreht werden und zeigen oft verschieden starke Abnutzung an den Seitenflächen. Sie werden deshalb selten ausgeführt.

c) Schlösser und Mittel zum Festhalten der Ringe.

Die Stoßstelle, das Schloß des Ringes, soll einerseits möglichst dicht sein, um die Durchtrittverluste zu beschränken, muß andererseits aber die Ausdehnung des Ringes gestatten, wenn dieser beim Laufen wärmer als der Kolben oder der Zylinder wird. Das Schloß darf also in tangentialer Richtung nicht zu kleinen Spielraum haben, um Klemmen und Fressen der Ringe zu vermeiden. Die einfachste Form ist der stumpfe Stoß, Abb. 961, der aber leicht zu Riefenbildungen im Zylinder führt, namentlich, wenn die Lücken mehrerer Ringe auf einer Linie hintereinander stehen, wie es bei liegenden Maschinen nicht selten vorkommt, weil sich die Schlösser als der leichteste Teil der Ringe durch die Wirkung der Schwere im Scheitel des Kolbens einzustellen suchen. Dann wird übrigens der Durchtritt der Gase oder des Dampfes um so mehr erleichtert, je mehr sich das beim Einbau vorhandene Spiel im Schloß durch die Abnutzung der Ringe vergrößert. Deshalb pflegt man selbst bei kleinen Ringen schräge oder bei mittleren und größeren Ringen überlappte Stöße, Abb. 962 bis 965, vorzuziehen. Die

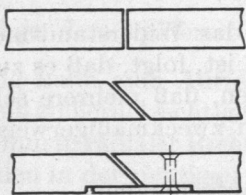


Abb. 961 bis 963. Kolbenringeschlösser.

Abb. 961 stumpfer,
Abb. 962 schräger Stoß,
Abb. 963 schräger Stoß mit Überblattung.

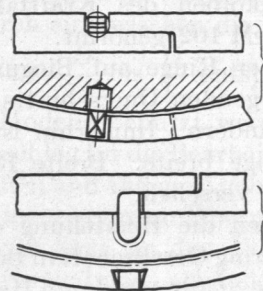


Abb. 964 und 965. Überlappte
Kolbenringstöße.

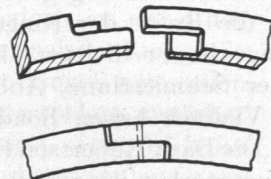


Abb. 966. Kolbenringstoß von
G. Maack, Köln.

Zungen der letzteren sollen längs der Flächen *BC*, Abb. 958, aufeinander gepaßt sein und dicht schließen, in Rücksicht auf die Ausdehnungsmöglichkeit aber etwas Spiel an den Flächen *AB* und *CD* haben. Die Hohlkehlen bei *B* und *C* sind gut auszurunden; sonst brechen die Zungen dort infolge der Kerbwirkung leicht ab. In Abb. 963 ist die Fuge durch ein an einem Ende angenietetes Metallplättchen gedeckt, das bei richtiger Anordnung den Zutritt des Dampfes hinter den Ring erschwert und das sonst starke Anpressen an den Wandungen vermindert. Den gleichen Zweck verfolgt der in Abb. 966 dargestellte Stoß von G. Maack in Köln.

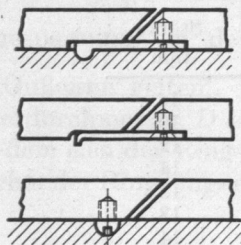


Abb. 967 bis 969. Mittel
zur Festlegung der Kol-
benringe.

Vielfach werden die Ringschlösser durch Stifte, seitlich vorstehende Nasen u. dgl., Abb. 964 und 965, 967 bis 969, an bestimmten Stellen des Kolbens gehalten. Durch die Feststellvorrichtungen darf aber das Federn der Ringe in keiner Weise gehindert werden. Bei liegenden Maschinen ordnet man die Schlösser zweckmäßigerweise im unteren Drittel des Kolbumfanges an, weil dort die Abdichtung durch das sich sammelnde Öl erleichtert wird. An stehenden verteilt man sie beim Zusammenbau auf dem ganzen Umfang gleichmäßig und läßt besondere Haltemittel meist weg, da der Anlaß zur Verschiebung der leichten Schloßstelle fehlt. Bei Kolbenschiebern sollen die Schlösser auf den Führungs-

rippen im Gehäuse laufen, weil sonst die Ringenden leicht in die Spalten der Schieberlauffläche springen und abbrechen. Alle Mittel zum Festhalten der Kolbenringe sind sorgfältig zu sichern oder so anzuordnen und auszubilden, daß sie nicht an die Zylinderlauffläche gelangen können, in welche sie sonst oft tiefe, schwer zu beseitigende Riefen eingraben. Der Schraubenstift, Abb. 964, ist deshalb mit einem Vierkant versehen, dessen eine Fläche sich zur Sicherung gegen Lösen an dem einen Lappen des Schlosses anlegt. In Abb. 967 wird ein Vorsprung an dem Deckblech des Spaltes, in Abb. 968 das Umbiegen des Blechendes benutzt, um die Stellung des Ringes zu sichern. Abb. 1000 zeigt die Sicherung durch ein besonderes, in einer Ausfräsung im Kolbenkörper gehaltenes Stück aus weicher Bronze, das die Ringenden umschließt. Naturgemäß müssen auch die Kolben und Schieber in ihren Lagen durch Federn, Anschläge oder dgl. an den Antriebsstangen festgelegt werden.

d) Ringe mit besonderen Anpreßmitteln

haben gegenüber den Selbstspannern den Nachteil, mehrteiliger und empfindlicher zu sein und bewähren sich deshalb vielfach nicht. So werden bei der Buckleydichtung, Abb. 970, bei der eine um den Kolben gelegte Spiral- oder Schlauchfeder die beiden Ringe nicht allein in radialer Richtung, sondern auch an den Nutenwänden anpressen soll, die einzelnen Teile durch die Dampf- und Massendrucke und die Reibung oft heftig hin- und hergeschlagen, bei starkem Überschleifen auch radial zusammengepreßt und rasch abgenutzt.

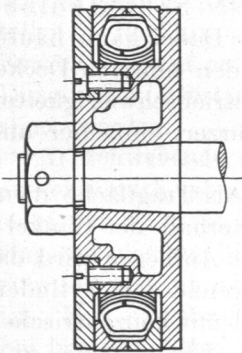


Abb. 970. Buckleydichtung.

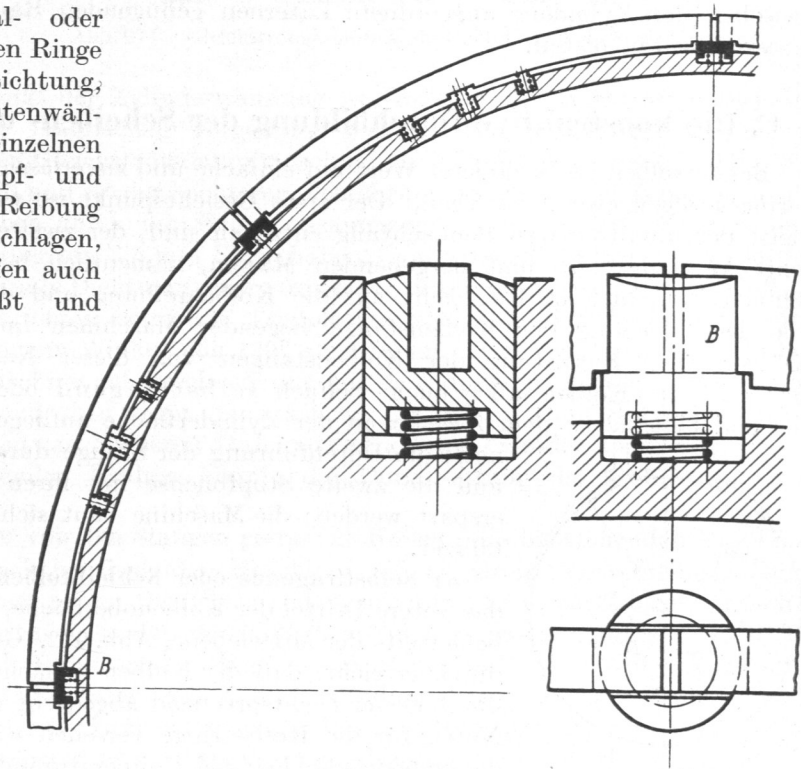


Abb. 971. Schmeckscher Kolbenring.

Gehärtete Federn lassen bei höheren Wärmegraden leicht nach, so daß sich der Anpreßdruck ändert.

Nur bei sehr großen Durchmessern bietet es Schwierigkeiten, dem einfachen Ring die für das Abdichten auf dem ganzen Umfange nötige Spannung zu geben. In solchen Fällen wird häufig der Schmecksche Ring, Abb. 971, verwendet, der je nach der Größe des Kolbens in mehrere sauber zusammengepaßte Stücke geteilt, durch Schraubenfedern in den Büchsen *B*, die gleichzeitig als Schlösser dienen, gegen die Lauffläche gedrückt wird. Bei der Herstellung der Nuten ist auf die genaue Lage der Bohrungen für die Büchsen *B* gegenüber der Ringmittelebene zu achten, weil sonst Klemmungen unvermeidlich sind. Zuerst werden die Bohrungen hergestellt, dann die Nuten eingedreht.

e) Betriebsanforderungen und Zahl der Ringe.

Beim Betrieb der Maschine nutzen sich auch die Zylinderflächen ab. Um nun Gratbildungen, die das Herausziehen der Kolben sehr erschweren können, zu vermeiden, läßt man die äußersten Ringe an den Enden der Lauffläche um einen oder einige Millimeter überschleifen, wie Abb. 1000 links zeigt. Zu weites Überschleifen ist aber schädlich; es führt zum Klatschen der Ringe, die durch den Druck des Betriebsmittels unter Überwindung ihrer Eigenspannung radial nach innen zusammengepreßt werden. Dabei wird nicht allein die Dichtheit aufgehoben; auch die Festigkeit der Ringe leidet meist rasch.

Die Zahl der Ringe wird man um so größer nehmen, je beträchtlicher die Spannungsunterschiede zu beiden Seiten des Kolbens sind. Man findet z. B. bei Dampfmaschinen 2 bis 4, bei Verbrennungsmaschinen und Hochdruckkompressoren 6 bis 8 verwendet.

Wegen der von Zeit zu Zeit nötigen Auswechslung ist es notwendig, die Ringe leicht zugänglich zu halten. Entweder wird dazu der Kolben nach Lösen der Kolbenmutter abnehmbar oder auf der Stange verschiebbar gemacht, oder die letztere im Kreuzkopf gelöst und mit dem Kolben zugleich zurückgeschoben. An Reihenmaschinen müssen zwischen den Zylindern angeordnete Laternen genügenden Raum zur Ausführung all dieser Arbeiten bieten.

C. Die konstruktive Durchbildung der Scheiben- und Tauchkolben.

Bei derselben ist besonderer Wert auf einfache und zuverlässige Einzelheiten und auf geringes Eigengewicht zu legen. Der erste Gesichtspunkt ist wichtig, weil die Kolben meist der unmittelbaren Beobachtung entzogen sind, der zweite sowohl wegen der Beschränkung der hin- und hergehenden Massen, namentlich bei rasch laufenden Maschinen, wie auch in Rücksicht auf die Kolbenreibung und die geringere Belastung und Durchbiegung der Kolbenstange liegender Maschinen im Falle schwebender Kolben. Zur Entlastung der Kolbenstangen von dieser Nebenbeanspruchung bildet man die Kolben aber auch vielfach selbsttragend oder als Schleifkolben aus und läßt sie zu dem Zwecke an der Zylinderfläche aufliegen. Dabei kann häufig noch die Durchführung der Stange durch den hinteren Deckel und die zweite Stopfbüchse mit ihren Betriebschwierigkeiten erspart werden; die Maschine baut sich kürzer, einfacher und billiger.

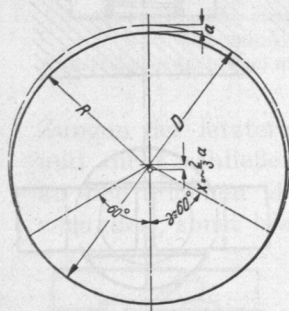


Abb. 972. Abdrehen selbsttragender Kolben.

a) **Selbsttragende oder Schleifkolben.** Als Tragfläche dient das untere Drittel der Kolbenoberfläche, innerhalb der Winkel γ beiderseits der Mittelebene, Abb. 972. Gutes Aufliegen wird dadurch erreicht, daß der Kolben zunächst genau dem Zylinderdurchmesser D entsprechend abgedreht und mit konzentrischen Nuten für die Pleuellringe versehen wird. Um aber die Ausdehnungsmöglichkeit bei Temperaturänderungen zu sichern und Klemmungen zu vermeiden, spannt man ihn hierauf exzentrisch ein und dreht ihn außen und in den Nuten so nach, daß im

Scheitel je nach der Pleuellgröße $a = 1$ bis 3 mm weggenommen werden und daß die Späne unter $\gamma = 60^\circ$ rechts und links der Mittellinie auslaufen. Das Maß, um welches der Kolben zu dem Zweck verschoben werden muß, ist rund:

$$x = \frac{2}{3} a.$$

Die Ringe erhalten unten nur etwa $\frac{1}{4}$ mm Spiel, damit sie nach geringer Abnutzung der Lauffläche zum Tragen kommen und bei der Berechnung der Auflagefläche eingeschlossen werden können, welche letztere mit $p = 0,3$ bis $0,5$, ausnahmsweise bis zu 1 kg/cm² beansprucht werden darf. Liegt der Kolben längs der Lauffläche dicht auf,

so kann es vorkommen, daß das in den Spalt S , Abb. 973, links oben, eindringende Betriebsmittel den Kolben kräftig nach unten preßt und den Auflagedruck erhöht. Bei hohen Betriebsdrücken empfiehlt es sich daher, die Tragfläche erst bei A , Abb. 973 rechts unten, wenige Millimeter vor den äußersten Ringen beginnen zu lassen und das Ende des Kolbens zur Entlastung schon beim ersten Abdrehen auf den kleineren Durchmesser D' zu bringen.

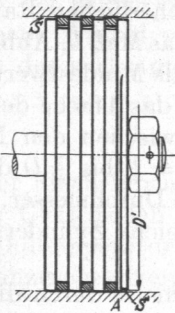


Abb. 973. Abdrehen selbsttragender Kolben.

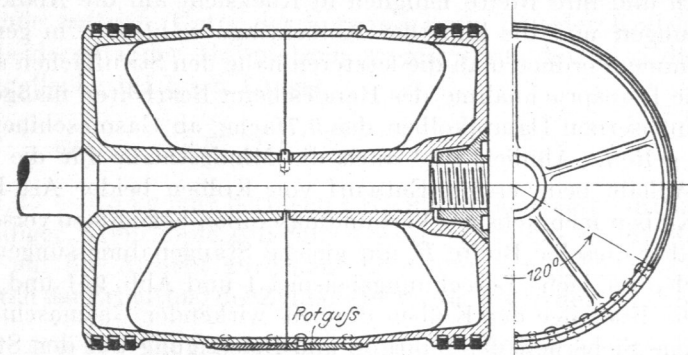


Abb. 974. Gleichstromdampfmaschinenkolben nach Prof. Stumpf.

Wegen des Laufens längs der Zylinderwandung ist Gußeisen als Werkstoff notwendig, sofern nicht besondere Tragflächen vorgesehen werden. Ein Beispiel für diesen Fall bietet der Kolben einer Gleichstromdampfmaschine nach Professor Stumpf, Abb. 974. Er besteht aus Stahlguß und ist der leichteren Ausführung wegen in zwei Teilen gegossen, die auf der Kolbenstange durch die Mutter zusammengespannt werden und gegenüber der Zylinderwandung ringsum 2,5 mm Spiel haben. Nahe den Stirnflächen sind je drei gußeiserne, selbstspannende Dichtungsringe vorgesehen, während das Gewicht des Kolbens durch zwei mit Kupfernieten befestigte Tragplatten aus Rotguß aufgenommen wird, die den Kolben unter einem Winkel von 120° umspannen. Der Belag kommt der Eigentheil der Gleichstrommaschine entsprechend nur mit den kühleren, mittleren Wandungsteilen in Berührung, muß aber wegen der stärkeren Ausdehnung des Rotgusses bei der Erwärmung auf einen etwas kleineren Durchmesser als der Zylinder abgedreht werden. Durch den selbsttragenden Kolben konnte die Durchführung der Kolbenstange erspart werden.

β) **Schwebende oder von den Stangen getragene Kolben**, die bei stehenden Maschinen ausschließlich, aber auch bei liegenden Maschinen oft, an Großgasmaschinen in Rücksicht auf die nicht immer reinen Betriebsmittel sogar stets angewendet werden, erhalten ringsum gleichmäßiges Spiel, so daß der Kolben mit der Zylinderwandung nicht in Berührung kommt und daß man in der Wahl des Werkstoffes für den Kolbenkörper frei ist. Nur die Ringe gleiten längs der Zylinderwandung. Da aber das Kolbengewicht bei liegenden Maschinen die Kolbenstange auf Biegung beansprucht, wird bei größeren Abmessungen deren Führung in der Stopfbüchse oder durch eine Gleitbahn am hinteren Deckel nötig.

1. Breite der Scheiben- und Tauchkolben.

Was die Breite B von Scheibenkolben anlangt, so folgt sie an selbsttragenden Kolben aus dem oben erwähnten Flächendruck p . Ist G das von der Tragfläche aufzunehmende Gewicht, so wird $B = \frac{G}{D \cdot \sin \gamma \cdot p}$ und bei einem Aufwärtswinkel $\gamma = 60^\circ$ beiderseits der Mittelebene:

$$B = \frac{1,15 \cdot G}{D \cdot p}. \quad (258)$$

G setzt sich aus dem Eigengewicht des Kolbens und dem halben Gewicht der Kolbenstange, wenn diese nicht durchgeführt ist und am anderen Ende vom Kreuzkopf ge-

tragen wird, oder einem Anteil des Stangengewichtes zusammen, wenn die Stange durchgeführt ist. Ist die Stange an beiden Enden gestützt, so errechnet man den Gewichtsanteil an einem Stück Stange, das etwa der lichten Länge des Zylinders entspricht.

Schwebende Kolben wird man geringen Gewichts wegen so schmal wie möglich halten und ihre Breite lediglich in Rücksicht auf die Abdichtung, insbesondere die Abmessungen und die Zahl der Kolbenringe wählen. Um geringen schädlichen Raum zu bekommen, ordnet man die letzteren nahe den Stirnflächen an; für das Maß b , Abb. 1000, ist die Inanspruchnahme des Randes beim Bearbeiten maßgebend; als Mindestwert kann an gußeisernen Dampfkolben das 0,7fache, an Gasmaschinenkolben das 1fache der Nuttiefe gelten. Ähnlich sind auch die Mindestmaße für die Stege zwischen den Nuten. Als Anhalt beim ersten Entwurf von Kolben beider Art kann $B = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6} D$ dienen. Die Kolben mehrachsiger Verbundmaschinen bekommen verschiedene Durchmesser, sämtlich aber dieselbe Breite B , um gleiche Stangenabmessungen und gleiche Zylinderlängen zu erhalten, siehe Berechnungsbeispiel 1 und Abb. 951 und 1000.

Die Baulänge der Kolben doppelt wirkender Gasmaschinen ist meist durch die notwendige Sicherheit der Führung und Befestigung auf den Stangen mittels der Naben bedingt, die auch die Zu- und Ableitungskanäle des Kühlwassers aufnehmen müssen, Abb. 985. Im übrigen beschränkt man aber die Länge so weit es irgend möglich ist, um die Massen, die durch das Eigengewicht und die Wasserfüllung ziemlich beträchtlich werden können, gering zu halten.

An Gleichstromdampf- und Zweitaktgasmaschinen hat der Kolben die Steuerung der Auspuffschlitze zu übernehmen und ist daher seiner Länge l nach durch die Differenz des Hubes s und der Auspuffschlitzbreite a bestimmt. l wird $= s - a$, wenn von dem

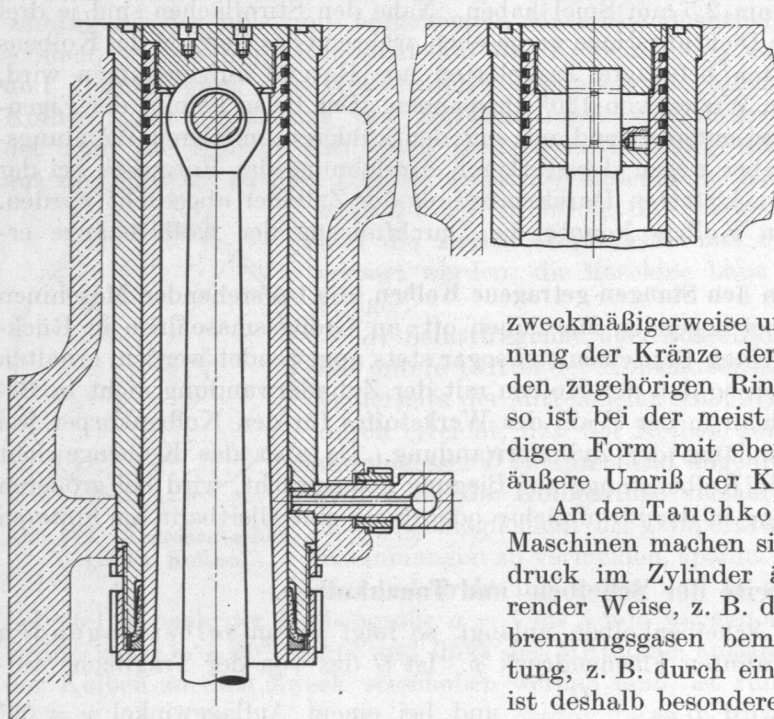


Abb. 975. Tauchkolben für einen Hochdruckkompressor.

Einfluß der endlichen Länge der Schubstange abgesehen wird. Es entstehen so oft ziemlich lange und schwere Rohrkolben, Abb. 987.

Ist die Breite B nach den erörterten Gesichtspunkten, bei mehrachsigen Dampfmaschinen

zweckmäßigerweise unter gleichzeitiger Aufzeichnung der Kränze der verschiedenen Kolben mit den zugehörigen Ringen, Abb. 1000, festgelegt, so ist bei der meist gebräuchlichen doppelwandigen Form mit ebenen Stirnflächen auch der äußere Umriss der Kolben gegeben.

An den Tauchkolben der einfach wirkenden Maschinen machen sich Undichtheiten bei Überdruck im Zylinder äußerlich in oft recht störender Weise, z. B. durch den Geruch nach Verbrennungsgasen bemerkbar. Auf gute Abdichtung, z. B. durch eine größere Zahl von Ringen ist deshalb besonderer Wert zu legen. Dient der Kolben gleichzeitig als Kreuzkopf, so ordnet man den Bolzen für den Schubstangenkopf bei kleinen Kräften und bei großer Stangenlänge

im Verhältnis zum Kurbelhalbmesser nahe am Kolbenboden, Abb. 975, an. Bei großen Kräften muß man für eine sichere Aufnahme des Seitendruckes Sorge tragen. So legt man bei Verbrennungsmaschinen den Bolzen, solange es die Baulänge gestattet,

in den vorderen, kälteren Teil des Kolbens, mitten über die eigentliche Gleit- und Tragfläche, unter Ausschluß des verjüngten hinteren Kolbenendes, Abb. 931 a und Zusammenstellung 110, lfd. Nr. 16. Der Seitendruck darf an Verbrennungsmaschinen bei einem Stangenverhältnis $\frac{R}{L} = 1:5$ zu rund $\frac{P_{\max}}{10}$ angenommen werden, da der hohe Zünddruck mit zunehmendem Kurbelwinkel sehr rasch sinkt, bei Viertaktmaschinen zudem nur bei jedem vierten Hube auftritt. Unter der Voraussetzung, daß der Kolben bis zu einem Winkel $\gamma = 60^\circ$ beiderseits der Hauptebene tragen wird, daß also die Projektion der wirksamen Auflagefläche bei l_2 cm Länge:

$$2 \cdot \frac{D}{2} \cdot \sin \gamma \cdot l_2 = 0,87 D \cdot l_2$$

st, darf der Flächendruck $p = 1,25 - 1,5 \text{ kg/cm}^2$ betragen. Wenn er demnach niedriger als an den Gleitflächen selbständiger Kreuzköpfe genommen wird, so ist das 1. auf die höhere Bahntemperatur und 2. auf die Absicht zurückzuführen, die Abnutzung weitgehendst einzuschränken, zugunsten der Erhaltung der Zylinderform, die wegen der sicheren Abdichtung äußerst wichtig ist. Aus $\frac{P}{10} = 0,87 D \cdot l_2 \cdot p$ ergibt sich die Länge der eigentlichen Tragfläche:

$$l_2 = \frac{P}{8,7 D \cdot p} \quad (259)$$

Das Eigengewicht des Kolbens erhöht bei liegender Anordnung den Flächendruck an der Gleitfläche, braucht aber im allgemeinen nur bei größeren Maschinen mit schweren, gekühlten Kolben, etwa durch Einsetzen des niedrigeren Wertes für p berücksichtigt zu werden. An kleineren und leichteren Motoren, vgl. Abb. 978, legt man der Berechnung des Flächendruckes die ganze Kolbenlänge l , einschließlich der Kolbenringe zugrunde.

Als Mittelwerte für das Verhältnis $\frac{l}{D}$ können gelten:

an leichten Motoren: $\frac{l}{D} = 1 \dots 1,4$,

an liegenden Verbrennungsmaschinen bis zu 40 PS $\frac{l}{D} = 2 \dots 1,8$,

an größeren bis zu 180 PS $\frac{l}{D} = 1,5 \dots 1,6$.

2. Berechnung und Ausführung der Kolbenbolzen in Tauchkolben.

Für die Ermittlung der Bolzenmaße gelten die im Abschnitte über Zapfen gemachten Angaben. Der häufig beschränkte Raum im Innern des Kolbens zwingt häufig zu ziemlich hohen Werten für die Beanspruchungen. An Verbrennungsmaschinen, an denen freilich der höchste Druck nur sehr kurze Zeit wirkt, findet man bei sorgsamster Ausführung der gehärteten und geschliffenen Zapfen für den Flächendruck $p = 125 - 130$, bei großen Maschinen selbst bis 150 kg/cm^2 . Als Beanspruchung auf Biegung werden an einsatzgehärtetem Stahl 1000 und mehr kg/cm^2 zugelassen.

Bei der Befestigung des Zapfens ist die Ausdehnungsmöglichkeit des Kolbens zu wahren. Verspannung der Bolzen an beiden Enden durch kegelige Sitzflächen, wie sie sich an Kreuzköpfen bei wechselnden Drucken sehr häufig finden, können zum Unrundwerden und Klemmen des Kolbens bei der Erwärmung während des Betriebes führen. Da zudem die Belastung in den einfach wirkenden Maschinen im wesentlichen schwellend ist, wird meist nur das eine Ende des Bolzens durch eine Mutter oder einen Riegel, Abb. 976, verspannt, das andere aber zylindrisch gehalten, so daß es bei ver-

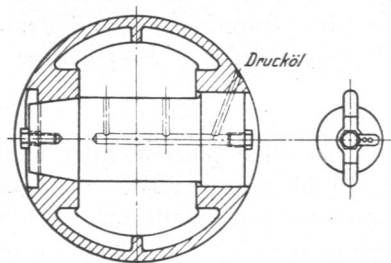


Abb. 976. Kolbenbolzen durch Riegel gesichert.

schwellend ist, wird meist nur das eine Ende des Bolzens durch eine Mutter oder einen Riegel, Abb. 976, verspannt, das andere aber zylindrisch gehalten, so daß es bei ver-

schiedener Ausdehnung des Kolbens gegenüber dem Bolzen im Auge gleiten kann. Bei kleineren und mittleren Bolzen finden sich sogar beiderseits zylindrische Passungen (Haft-, bei größeren Maßen Treibsitz), Abb. 978, in

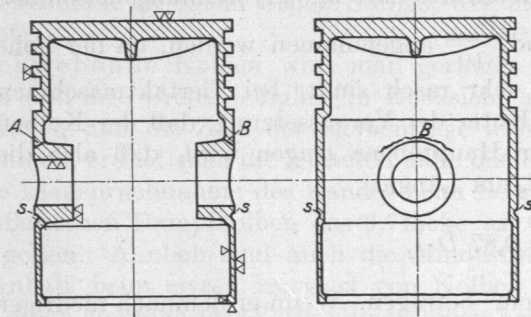
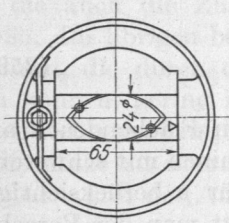


Abb. 977. Bruch am Bolzenauge.

Rücksicht auf Verzerrungen durch das Eintreiben der Bolzen oder durch Wärmewirkungen. Manche Konstrukteure sparen die Kolbenauflfläche an der Sitzstelle der Bolzen aus, Abb. 978. Zur Sicherung der Lage und zur Verhinderung der Drehung der Bolzen in den Augen dienen Stifte, Druckschrauben, Abb. 991, Riegel, Abb. 976, Federn, Abb. 932 usw.

Die Augen müssen kräftig gehalten werden, brechen aber bei kleineren Kolben nicht selten nach Abb. 977 an den Übergangstellen

zur Kolbenwand, wohl infolge von Nebenbeanspruchungen auf Biegung. Zur Verminderung der letzteren empfiehlt es sich, die Bolzen tief in die Augen hineingreifen zu lassen, um so die Kräfte möglichst unmittelbar auf die Kolbenwandung zu übertragen.



In Abb. 932 ist ein Kompressorstufenkolben mit eingebautem Zapfen wiedergegeben.

Den Kolben eines Kraftwagenmotors von 105 mm Bohrung zeigt Abb. 978. Er ist, um die Massendrücke bei den hohen Umlaufzahlen klein zu machen, leicht gehalten, mit einem gewölbten Boden versehen und hat einen um ein Zehntel Millimeter geringeren Durchmesser als der Zylinder, damit er sich bei stärkerer Erwärmung ausdehnen kann und nicht klemmt. Die Dichtung übernehmen die vier Kolbenringe. Der Kreuzkopfbolzen aus gehärtetem und geschliffenem Stahl ist durchbohrt und durch eine mit einem federnden Draht gesicherte Schraube so gehalten, daß die Löcher *L* unten liegen. Diese führen das von der Zylinderwandung durch die Kante *K* abgestreifte Öl den Schmiernuten in der unteren Hälfte der Schubstangenlagerschale zu, welche die durch die Entzündung des Brennstoffs erzeugte Kolbenkraft aufnehmen muß. Zur Versteifung der Sitzstelle des Bolzens ist eine Ringrippe, zur Übertragung der Kräfte zwischen dem Kolbenboden und den Zapfennaben eine Bodenrippe vorgesehen.

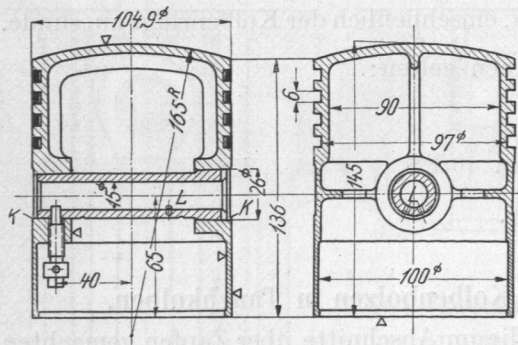


Abb. 978. Kraftwagenmotorkolben, Gußeisen. M. 1:4.

Zur Versteifung der Sitzstelle des Bolzens ist eine Ringrippe, zur Übertragung der Kräfte zwischen dem Kolbenboden und den Zapfennaben eine Bodenrippe vorgesehen.

3. Kolbenspiel.

Das Spiel schwebender Kolben im Zylinder hängt bei liegenden Maschinen von der Durchbiegung der Kolbenstange ab und soll etwa gleich dem Dreifachen des rechnermäßigen, für die ungünstigste Stellung ermittelten Betrages sein. Bei kleinen Maschinen genügen meist 1 bis 2, bei größeren 2 bis 3 mm radiales Spiel. Die Kolben stehender Maschinen erhalten ringsum 1 bis 3 mm Luft. Besondere Sorgfalt ist auf das Spiel der Tauchkolben einfachwirkender Verbrennungsmaschinen zu verwenden, vgl. S. 547.

4. Die Befestigung der Kolben auf den Kolbenstangen.

Als Spannungsverbindung ausgebildet, muß sie die sichere Übertragung der Kräfte zwischen den Teilen bei gegenseitiger Zentrierung gewährleisten. Zur Verspannung dient

meist eine Mutter, die auf der leichter zugänglichen Seite angeordnet wird. Um die Kerbwirkung in der Stange zu beschränken, wählt man Fein- oder Rundgewinde. Das Gewinde soll mit der Endfläche der Mutter abschneiden, damit diese beim Lösen nicht beschädigt wird, wenn vorstehende Gewingegänge verrostet, Abb. 1002. Der Neigung zum Festrostet der Mutter kann man bei mäßigen Temperaturen durch Ausführen derselben aus Bronze begegnen.

Keilverbindungen, Abb. 979, sind veraltet; sie führen zu beträchtlichen Schwächungen der Kolbenstangen und verlangen besondere Aussparungen in den Deckeln. Zur Sicherung der Mutter gegen Lösen dienen Splinte, Abb. 1000, aufgebogene Blechscheiben, Abb. 953, usw. Gelegentlich werden die Befestigungsmuttern oder die unmittelbar aufgeschraubten Kolben, Abb. 981, vernietet. Abb. 980 zeigt eine Sicherung durch einen Schrumpfring, wie sie an Dampfhammern und Walzenzugmaschinen verwendet wird, bei denen die Gefahr des Lösens wegen der starken Stöße besonders groß ist. Die Mutter ist an ihrem Ende aufgespalten und wird durch einen warm umgelegten Ring in radialer Richtung ringsum sehr kräftig angepreßt. Das Lösen ist allerdings nur durch Aufschneiden des Ringes möglich.

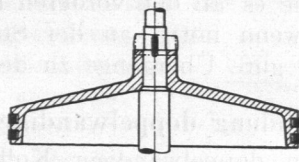


Abb. 979. Kolbenbefestigung durch Querkeil (veraltet).

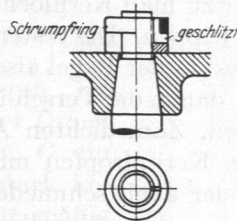


Abb. 980. Kolbenmutter-sicherung durch Schrumpfring.

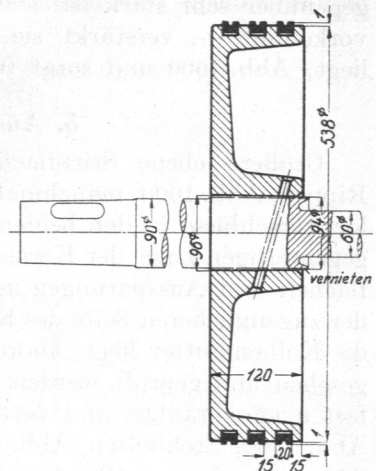


Abb. 981. Lokomotivkolben aus Stahl gepreßt, für 12 at Betriebsdruck. M. 1:10.

wegen der starken Stöße besonders groß ist. Die Mutter ist an ihrem Ende aufgespalten und wird durch einen warm umgelegten Ring in radialer Richtung ringsum sehr kräftig angepreßt. Das Lösen ist allerdings nur durch Aufschneiden des Ringes möglich.

Die Kolbenkräfte werden einerseits durch die Mutter, andererseits durch einen Absatz oder eine kegelige Anlagefläche an der Kolbenstange aufgenommen. Der unter 45° geneigte Kegel (DIN 254) der Abb. 1000 bedingt eine ziemlich beträchtliche Kerbwirkung in der Stange, die namentlich in dem Falle, daß der Absatz groß sein muß, bedenklich ist. Vielfach sind deshalb Kegel mit einer Neigung 2:5, Abb. 1002, im Schiffsmaschinenbau 1:3, üblich. Die schlanke Form in Abb. 980 gibt eine sichere Zentrierung, erzeugt aber eine stärkere Sprengwirkung in der Nabe, die man nach Formel (91) annähernd beurteilen kann. Jedenfalls soll die Neigung gegenüber der Achse, bei deren Wahl die normalen Kegel der DIN 254, Seite 181, zu beachten sind, nicht weniger als 1:7,5 betragen, weil sich die Kegel sonst nach längerem Betriebe oft kaum wieder lösen lassen. Der Auflagedruck in den Gewingegängen fällt durch die Forderung, daß die Mutter mindestens eine Höhe von $0,7 d$ zum Ansetzen des Schlüssels beim Anziehen haben soll, meist genügend gering (250 bis 400 kg/cm^2) aus; am Kegel oder Ansatz läßt man, bezogen auf die Projektion der Stützfläche senkrecht zur Achse, bei Gußeisen 400, bei Stahl auf Stahl bis zu 800 kg/cm^2 zu. Ist es nicht möglich, eine genügend große Auflagefläche an der Stange selbst zu schaffen, so kann das Zwischenlegen eines Stahlringes, Abb. 1000, vorteilhaft sein, oder die Ausbildung eines freilich teuren Bundes, Abb. 954, nötig werden. Wegen der Abdichtung der beiden Kolbenseiten gegeneinander schleift man die Kegelflächen im Kolbenkörper ein. In allen Fällen, wo die Kolben eine bestimmte Lage gegenüber der Zylinderfläche haben müssen, wie es u. a. für alle selbsttragenden zutrifft, müssen die Kolben gegen Drehen auf der Stange, in Abb. 1000 z. B. durch die Feder F , gesichert werden.

In Abb. 981 ist ein aus Stahl gepreßter Kolben einer Heißdampflokomotive für 12 at Betriebsdruck mit drei gußeisernen, mit Ölrinnen versehenen Kolbenringen dargestellt. Auf der Kolbenstange ist er durch ein schwach kegeliges, am Ende vernietetes Gewinde gehalten und durch einen schräg durchgetriebenen und vernieteten Stift gesichert. Her-

vorgehoben sei die sorgfältig ausgerundete Hinterdrehung der Ansatzstelle des nur 60 mm starken hinteren Kolbenstangenendes, um das Gewinde vernieten zu können und die Kerbwirkung zu mildern.

Der Nabe gibt man einen Außendurchmesser von mindestens dem 1,6fachen der Bohrung für die Kolbenstange, sofern diese nicht den an dem Kolben wirksamen Kräften gegenüber sehr stark ist — wie es an den vorderen Kolben von Reihenmaschinen oft vorkommt —, verstärkt sie, wenn nötig, an der Stelle, wo der Kolbenstangenkegel liegt, Abb. 1000 und sorgt für gute Übergänge zu den Stirnflächen.

5. Ausbildung doppelwandiger Kolben.

Größere ebene Stirnflächen doppelwandiger Kolben versteift man durch radiale Rippen, Abb. 1000, manchmal auch durch Stehbolzen, Abb. 951, die gleichzeitig als Kernlochverschlüsse in den beiden Wandungen dienen. Zur Stützung und zur Sicherung der gegenseitigen Lage der Kerne benutzt man Kernlöcher in den Stirnflächen und Aussparungen in den Rippen. Die ersteren soll man auf der zugänglicheren Seite des Kolbens, in der Regel also derjenigen, wo die Kolbenmutter liegt, anordnen, damit die Verschlüsse leicht nachgesehen und geprüft werden können. Zum dichten Abschluß dienen fest eingeschraubte und vernietete Kernpfropfen mit Rohrgewinde, Abb. 1000, Stehbolzen, Abb. 951 oder auch schmiedeeiserne Platten, Abb. 982, die gewölbt hergestellt in den schwalbenschwanzförmig ausgedrehten Kernlöchern flach gehämmert oder flach gepreßt werden, wodurch sie sich am Umfang fest und dicht anlegen. Manche Konstrukteure suchen die Kernlöcher namentlich in den Stirnflächen der Kolben zu vermeiden, weil sie deren Widerstandsfähigkeit verringern und oft auch die völlige Abdichtung erschweren, die wichtig ist, damit das Kolbeninnere nicht etwa als schädlicher Raum wirken kann.



Abb. 982. Kernlochverschluss.

Das ist auf verschiedene Weise möglich, u. a.

durch Anordnen der Kernöffnungen in der Mantelfläche oder durch Teilung des Kolbens, Abb. 953 und 987, oder dadurch, daß man den Kolbenkern beim Gießen durch den Nabenkern tragen und entlüften läßt. So werden die Kerne der Gasmaschinenkolben der Allis Chalmers Co., aus Stahlguß, Abb. 983, durch drei in der Nabe vorgesehene Öffnungen *a* entfernt, die auch zur Kühlwasserzu- und -abführung dienen. Freilich lassen sich bei derartigen Ausführungen Kernstützen kaum vermeiden, die leicht zur Bildung poröser Stellen führen, so daß eine sichere Gewähr für dichte Wandungen doch nicht gegeben ist. Die Kolben Abb. 983 werden von den mit gekrümmter Mittellinie gedrehten Stangen, vgl. S. 576, getragen; doch ist für den Fall, daß der Kolben im Zylinder schleifen sollte, ein gußeiserner Tragring in der Rinne *b* vorgesehen.

Die Aussparungen in den Rippen zur gegenseitigen Stützung der Kerne werden zweckmäßigerweise nicht in der Mitte der Rippen, Abb. 997, sondern an deren Ende, also am Kolbenkranz, Abb. 1000, angeordnet, nicht allein wegen der weiter unten nachgewiesenen vorteilhafteren Festigkeitsverhältnisse, sondern auch wegen der Vermeidung der Lunkerbildungen an der Stelle, wo die Rippen auf den Kranz treffen. Diese Stelle ist besonders ungünstig, weil dort entstehende Lunker, die oft erst beim Eindrehen der Nuten angeschnitten und erkannt werden, den Kolben undicht und unbrauchbar machen können.

Kolben mit kegeligen Stirnwänden, Abb. 979 und 951, bieten günstigere Festigkeitsverhältnisse und den Vorteil, daß sich die Gußspannungen leichter ausgleichen können, gestatten außerdem, die Baulänge der Maschine zu vermindern, ein Umstand, der neben der besseren Ableitung des Niederschlagwassers ihre häufige Anwendung bei stehenden Maschinen begründet. Andererseits fallen freilich die abkühlenden Flächen größer aus.

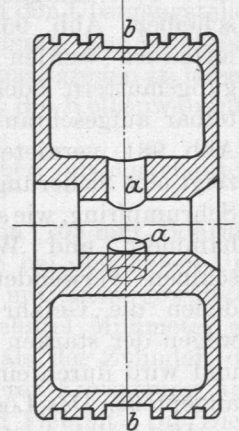


Abb. 983. Großgasmaschinenkolben der Allis-Chalmers Co.

6. Einwandige Scheibenkolben.

Einwandige Kolben, Abb. 981 und Zusammenstellung 110, Seite 562, lfd. Nr. 15, pflegen vorzugsweise aus Flußstahl gepreßt oder aus Stahlguß gegossen zu werden. Sie können wegen der großen Festigkeit der genannten Werkstoffe leicht gehalten werden, eignen sich also für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, sind aber umständlicher zu bearbeiten und bedingen verwickeltere Formen der Zylinderböden und -deckel. Manchmal sind sie mit besonderen Tragschuhen, gelegentlich auch mit Mänteln aus Gußeisen zur Aufnahme der Kolbenringe versehen.

Einen Anhalt für die Wandstärken von kegelförmigen Stahlgußkolben geben die im Schiffmaschinenbau gebräuchlichen Erfahrungformeln:

an der Nabe:

$$s = 0,016 D \sqrt{p} + C, \quad (260)$$

am Rande: $s_1 = 0,5 s$ bei größeren, bis $0,7 s$ bei kleineren Kolben. p ist der Druck auf den Kolben in Atmosphären, C ein Festwert, der gleich $0,6$ cm für stark kegelförmige Hochdruckkolben, $0,9$ cm für mäßig kegelförmige Mitteldruck-, $1,2$ cm für schwach kegelförmige Niederdruckkolben angegeben wird.

Geschmiedete Kolben können:

$$s = 0,014 D \cdot \sqrt{p} + 0,5 \text{ cm} \quad (260 a)$$

erhalten.

Den Niederdruckkolben einer Schnellzuglokomotive der Schenectady-Werke gibt Abb. 984 wieder. Der Kolben trägt zwei Ringe, die gegen das Wandern durch parallel zur Kolbenachse eingeschraubte Stifte gesichert und mit je einer ringsum laufenden Schmiernut in der Mitte ihrer Laufflächen versehen sind. Zwischen den beiden Ringen ist ein Metallring, in schwalbenschwanzförmiger Nut gehalten, um den Kolben herumgegossen.

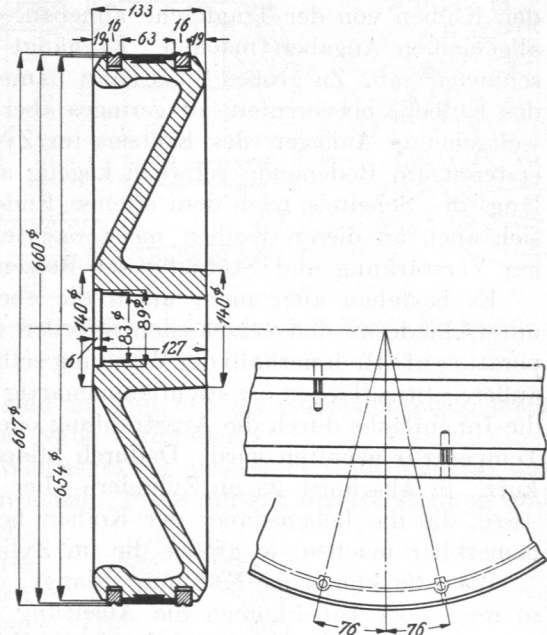


Abb. 984. Lokomotivniederdruckkolben der Schenectady-Werke. M. 1:9.

7. Wärmewirkungen und -spannungen an Kolben.

Besondere Beachtung fordert die Wirkung der hohen Wärmegrade in den neueren Kraftmaschinen. Kolben, die bei Lufttemperatur oder bei den mäßigen des Satteldampfes arbeiten, bieten bei genügender Schmierung kaum Betriebschwierigkeiten. Die Einführung des Heißdampfes und die Steigerung der Leistung der Verbrennungskraftmaschinen verlangten aber die sorgfältigste Durchbildung der Kolben in bezug auf die Ausdehnung, die Spannungsbildung und die Schmierung, sowie bei den Verbrennungsmaschinen in bezug auf künstliche Kühlung. Die starke und oft unregelmäßige Ausdehnung bei hohen Wärmegraden macht sich besonders an selbsttragenden und an Tauchkolben, die im Zylinder aufliegen müssen, bemerkbar. Ungünstig wirken schon Ungleichmäßigkeiten der Wandstärke längs des Kolbumfanges, besonders schädlich aber Rippen, welche die Kolben oft unregelmäßig verziehen, dadurch deutlich unrund werden und dann längs nur schmaler Flächen aufliegen lassen. Sicher ist darauf ein Teil der Mißerfolge selbsttragender Kolben bei den Heißdampfmaschinen zurückzuführen.

Sehr verwickelt sind die Verhältnisse bei den Tauchkolben einfach wirkender Verbrennungsmaschinen. Ihre Böden werden hoch erhitzt, während die Mäntel, durch die Zylinderwandung gekühlt, mit steigender Entfernung vom Boden abnehmende Temperaturen aufweisen. Diesen verschiedenen Wärmegraden entsprechend muß sich der Kolben

ausdehnen können; er darf aber andererseits den möglichst engen Schluß im Zylinder nicht verlieren, der sowohl zur Verbesserung der Dichtung, wie auch wegen der Aufnahme des Schubstangenseitendruckes notwendig ist. Dieser wechselt seine Richtung an stehenden Maschinen, bedingt also, daß der Kolben bald an der einen, bald an der andern Seite zum Anliegen kommt, weil er beim Verdichtungshub entgegengesetzt gerichtet ist wie beim Arbeitshub. An liegenden Maschinen wirkt er normalerweise nach unten, während der Verdichtungszeit aber nach oben; er kann bei hohen Verdichtungsgraden den Kolben von der Tragfläche abheben. Über die Größe des Spiels lassen sich keine allgemeinen Angaben machen. Es hängt von den Betriebsverhältnissen und der Maschinenart ab. Zu großes Spiel kann namentlich bei stehenden Maschinen ein Schlagen des Kolbens hervorrufen, zu geringes aber die Schmierung erschweren. Das möglichst weitgehende Anliegen des Kolbens im Zylinder wird dadurch erreicht, daß man den ersteren am Bodenende schwach kegelig andreht und ihm auf der oberen Hälfte und längs des Scheitels nach dem offenen Ende zu abnehmendes Spiel gibt. Rippen haben sich auch an diesen Kolben meist nachteilig erwiesen und pflegen deshalb höchstens zur Verstärkung und Stützung der Bolzenaugen angewendet zu werden.

Es bestehen aber nicht allein die eben geschilderten beträchtlichen Temperaturunterschiede an den verschiedenen Teilen des Kolbens, sondern auch bedeutende Temperaturgefälle innerhalb der Wandung selbst durch die Verbrennung der Ladung, die die äußeren Stirnflächen oft stichflammenartig trifft und örtlich sehr stark erhitzt, während die Innenfläche durch die Ausstrahlung oder die künstliche Kühlung auf viel niedrigerer Temperatur gehalten wird. Dadurch bilden sich auch in den Böden die auf Seite 145 kurz, im Abschnitt 23 an Zylindern aber näher besprochenen Wärmespannungen und -risse, die die Lebensdauer der Kolben begrenzen und sich um so früher und stärker bemerkbar machen, je größer die im Zylinder entwickelte Leistung ist.

Was die künstliche Kühlung anlangt, die meist durch Wasser oder Öl bewirkt wird, so reicht bei Tauchkolben die Ableitung der Wärme durch die Ausstrahlung an der Innenfläche des Kolbens und durch die Zylinderkühlung bei mehr als 150 PS im Falle von reichen, bei mehr als 175 PS im Falle von armen Gemischen nicht mehr aus. Doppelt-

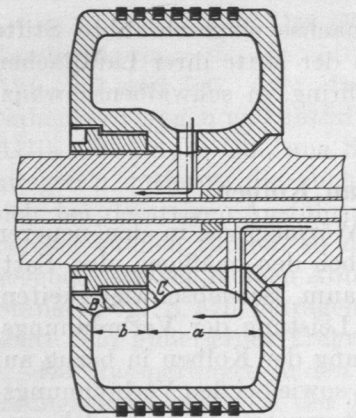


Abb. 985. Großgasmaschinenkolben.

wirkende Verbrennungsmaschinen verlangen der fehlenden Ausstrahlungsmöglichkeit wegen stets besondere Kühlung, meist durch Wasser, das durch die hohle Kolbenstange zu- und abgeleitet wird.

An Großgasmaschinenkolben treten nach Abb. 985 Brüche häufig an den Stellen *B* und *C* auf, die Dra we [XI, 9], wie folgt, erklärt. Durch das Anziehen der Mutter wird die Kolbennabe auf der Strecke *a* kräftig zu-

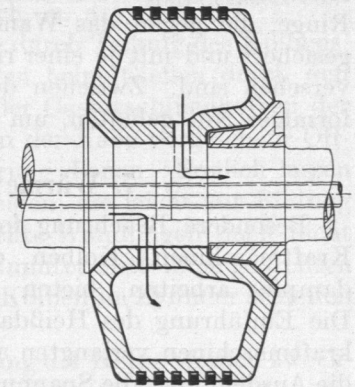


Abb. 986. Großgasmaschinenkolben, Bauart Dra we.

sammengepreßt und verkürzt, auf der Strecke *b* aber verlängert. Die letztere unterliegt daher Zugbeanspruchungen, zu denen die wechselnden Spannungen durch den Betriebsdruck, außerdem aber Guß- und schließlich Wärmespannungen treten, weil die Kolbenwände heißer als die stark gekühlte Nabe werden. Die wechselnden oder günstigenfalls stark schwellenden Beanspruchungen führen, verstärkt durch die Kerbwirkung in den Kehlen, zu den von diesen ausgehenden Rissen. Dra we führt die Kolben nach Abb. 986 aus, indem er die Nabe in ihrer ganzen Länge, zugleich aber auch die Stirnflächen in günstiger Weise zwischen den kegeligen Stützflächen der Kolbenstange und der Mutter

faßt und die Guß- und Wärmespannungen durch die nachgiebigere kegelige Form der Stirnflächen vermindert. Außerdem konnten die Übergänge der Teile ineinander viel allmählicher und vorteilhafter gestaltet werden.

Ein anderes Mittel, die Wärmespannungen zu verringern, ist, den Kolben zu teilen, Abb. 987, und ihn nur an einem Ende durch die Kolbenstange fassen zu lassen. Dadurch wird nicht allein die freie Ausdehnung des im Falle der Abbildung besonders langen Kolbenkörpers gesichert, sondern auch die Herstellung der beiden Hälften durch Gießen unter Vermeidung von Kernöffnungen und -stützen ermöglicht. Zur Erzielung größerer Dichtigkeit des Gusses werden die Stirnwände in der Form zweckmäßigerweise unten angeordnet. Weiterhin sind in Abb. 987 die Gußspannungen noch durch tangentiale Anordnung der Rippen zur Nabe vermindert.

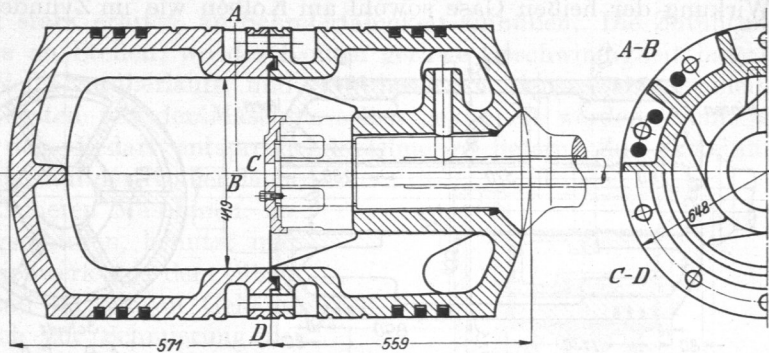


Abb. 987. Geteilter Großgasmaschinenkolben der De la Vergne Machine Co., New York.

Die Gestaltung von Kolben, die hohen Wärmegraden ausgesetzt sind, lediglich auf Grund von Festigkeitsrechnungen ist also unrichtig. Stets müssen die Herstellung und die Betriebsverhältnisse sorgfältig berücksichtigt werden. Wichtig ist schon die Wahl des Werkstoffes. Dichtes Gußeisen hat sich in den meisten Fällen dem festeren Stahlguß überlegen gezeigt, weil es eine größere Dehnungszahl hat und demzufolge geringeren Wärmespannungen unterworfen ist.

An Tauchkolben sucht man die Beanspruchungen konstruktiv durch gewölbte Böden oder durch Teilung der Kolben zu beschränken. Durch die erste Maßnahme können die Gußspannungen herabgesetzt werden; dagegen

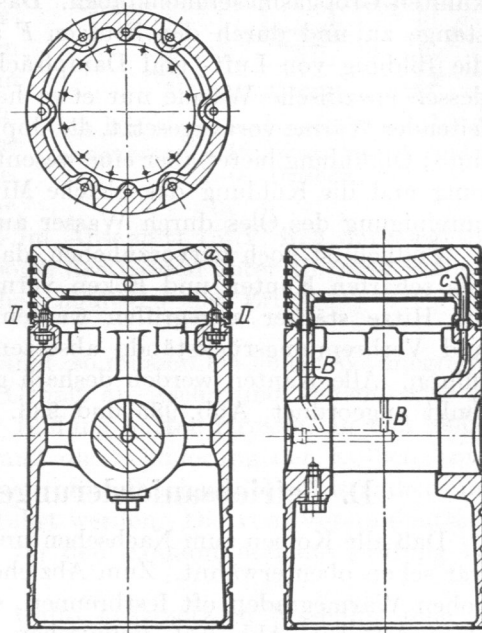


Abb. 989. Gasmaschinenkolben mit auswechselbarem, gekühltem Kopf.

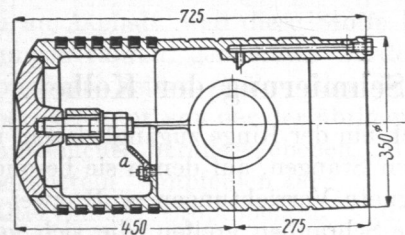


Abb. 988. Gasmaschinenkolben mit besonders eingesetztem Boden.

scheint die Beeinflussung der Wärmespannungen nur gering zu sein. Die Trennung des Bodens vom Mantel, Abb. 988, gestattet dem ersteren eine freiere Ausdehnung und bietet die Möglichkeit, den Boden bei Beschädigungen unter Wiederverwendung des Mantels auszuwechseln. Andererseits wird durch die Fuge die Ableitung der Wärme durch das Zylinderkühlwasser erheblich beeinträchtigt und die Inanspruchnahme durch den Betriebsdruck erhöht, weil die Einspannung der Platte am Umfang wegfällt. Vorteilhafter erscheint in der Beziehung die Trennung des Kolbens nach der Linie II, Abb. 989,

durch die ein auswechselbarer Kolbenkopf und ein als Tragkörper dienender unterer Teil entsteht. Dabei soll die eben erwähnte Ableitung der Wärme durch den Zylinder durch gute Übergänge zwischen dem Kolbenboden und dem Mantel bei *a* unterstützt werden. Selbst die Lage der Kolbenringe kann von Einfluß sein; je näher dem Bodenende der letzte Ring angeordnet wird, um so wirksamer ist die Kühlung, weil die unmittelbare Wirkung der heißen Gase sowohl am Kolben wie im Zylinder auf eine kleinere Fläche

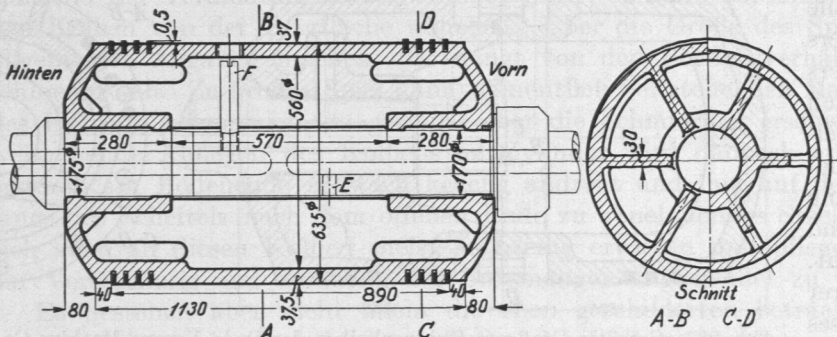


Abb. 990. Kolben einer Zweitaktgasmaschine. Siegener Maschinenbau A.-G.
M. 1 : 20.

beschänkt wird. Freilich liegt die Gefahr vor, daß der Ring leichter festbrennt. Das Kühlmittel wird dem Kolben auf verschiedene Weise zugeführt: im Falle der Abb. 989 wird z. B. Öl durch die Welle zum Kurbelzapfen, von da durch die Schubstange zum Kolbenzapfen und durch Bohrungen *B* in den Kolben gepreßt. Nahe dem höchsten Punkt fließt es durch das Rohr *C* in das Gehäuse und zum Kühler zurück und wird von der Ölpumpe von neuem in Kreislauf gesetzt. Abb. 990 zeigt einen durch Wasser gekühlten Großgasmaschinenkolben. Das Wasser fließt durch die Bohrung *E* der Kolbenstange zu und durch den Stutzen *F* ab, der nahe dem höchsten Punkte mündet, um die Bildung von Luft- und Dampfsäcken zu vermeiden. Wasser wirkt stärker als Öl, dessen spezifische Wärme nur etwa halb so groß ist, so daß, die gleiche Menge abzuleitender Wärme vorausgesetzt, die doppelte Ölmenge durch den Kolben getrieben werden muß; Ölkühlung bietet aber eine wesentliche Vereinfachung dadurch, daß für die Schmierung und die Kühlung das gleiche Mittel verwandt und die äußerst bedenkliche Verunreinigung des Öles durch Wasser ausgeschlossen ist.

Endlich ist noch hervorzuheben, daß an den Kolben großer Verbrennungsmaschinen alle scharfen Kanten und Ecken vermieden werden sollen, nicht allein weil sie durch die Hitze stärker angegriffen werden, sondern weil sich an ihnen vorzugweise Ruß und Verbrennungsrückstände absetzen, die glühend werden und zu Frühzündungen führen. Alle Kanten werden deshalb gut abgerundet, die Kolbenmuttern vielfach versenkt angeordnet, Abb. 985 und 986.

D. Betriebsanforderungen und Schmierung der Kolben.

Daß alle Kolben zum Nachsehen und Auswechseln der Ringe zugänglich sein müssen, war schon oben erwähnt. Zum Abziehen von den Stangen, auf denen sie besonders bei hohen Wärmegraden oft festbrennen, sind geeignete Vorrichtungen, z. B. zwei größere Gewindelöcher, Abb. 951, vorzusehen, in welche Schrauben greifen, die sich gegen ein Spanneisen stützen, das quer über den Spiegel der Kolbenstange oder bei genügendem Abstand der Schraubenlöcher über die etwas gelöste Kolbenmutter gelegt wird. An stehenden Maschinen dienen zum Abziehen und Herausheben der Kolben Ösen, welche in die erwähnten Gewinde geschraubt werden.

Alle Schrauben und Muttern an Kolben sind sorgfältig zu sichern.

Die Schmierung kann bei niedrigen Drucken durch Einführen des Öles in den Dampf- oder angesaugten Luft- oder Gasstrom erfolgen, wodurch die Zylinder- und Kolbenwandungen unter allerdings ziemlich großem Ölverbrauch gleichmäßig benetzt werden. Besser und sparsamer ist das Einpressen der Schmiermittel unter Druck durch

eine oder mehrere Bohrungen in der Zylinderwand, die an stehenden Maschinen am oberen Ende der Lauffläche, an liegenden in deren Scheitel anzuordnen sind. Notwendig wird das Einpressen, wenn die Maschinen öfter leer laufen müssen, weil dann infolge der verminderten Dampf- oder Luftzufuhr die Schmierung zu sehr beeinträchtigt oder wie bei Lokomotiven, die oft längere Zeit ohne Dampf fahren, ganz unterbrochen wird. Auch bei hohen Betriebstemperaturen empfiehlt es sich, die Schmiermittel einzupressen, weil sie, zu stark erhitzt, an Schmierfähigkeit einbüßen. Die Zuführung erfolgt zweckmäßigerweise an Stellen, wo der Kolben geringe Geschwindigkeit hat, in dem Augenblicke, wo derselbe vorüberläuft, und zwar durch Schmierpressen oder kleine Kolbenpumpen, die am besten mit der Maschine selbst gekuppelt werden, damit sie eine der Drehzahl, also dem Bedarf entsprechende Ölmenge liefern. Zur Verteilung sieht man im Zylinder oder auf der Kolbenfläche kurze Nuten vor. An kleineren Maschinen, namentlich an Verbrennungsmotoren, benutzt man das Öl, das durch das Triebwerk aus dem Ölbad, Abb. 991, entnommen und im ganzen Gehäuse umhergespritzt wird, auch zur Schmierung der Kolbenlauffläche. Damit eine nicht zu reichliche Zufuhr eintritt, die durch Verbrennen des Öls zu störenden Krustenbildungen am Kolben und Zylinderboden Anlaß gibt, ist die Tiefe des Bades sorgfältig auszuprobieren. Konstruktiv kann man das Öl durch Nuten, Abb. 977, zurückhalten, die durch scharfe Kanten *s* den Zutritt des Öles zum Verbrennungsraume erschweren und deren Wirkung noch verstärkt wird, wenn sie mit kleinen Löchern zur Rückführung des Öls nach dem Kolbeninnern versehen werden. Bei selbsttragenden Kolben wird die Schmierung der Tragfläche durch sorgfältiges Abrunden der Kanten und kurze, schwachkegelige Flächen zur Bildung keiliger, tragfähiger Schmierschichten, wie des näheren im Abschnitt 15, V, B, 2 dargelegt ist, begünstigt. Vielleicht läßt sich auf diese Weise sogar das Laufen unter flüssiger Reibung ermöglichen und die Abnutzung der Lauffläche zugunsten der Erhaltung der Form des Zylinders ganz vermeiden.

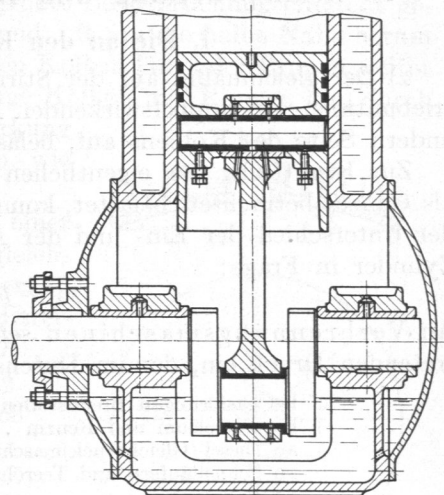


Abb. 991. Schmierung durch Ölbad an einem Kompressor der Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Duisburg.

Was die zu verwendenden Schmiermittel anlangt, so müssen bei hohen Wärmegraden zähe Öle mit hohem Flammpunkt, niedrigem Gehalt an Asche und keinem oder geringem an Asphalt, weil diese Stoffe leicht zur Bildung harter Krusten an den heißen Wandungen führen, genommen werden. Oft muß die Schmierung der Kolben, sowie der sonstigen heißen Teile: der Kolbenstangen, Stopfbüchsen, Ventilspindeln und Schieber, getrennt von der übrigen durchgeführt werden. Die vom Verein deutscher Eisenhüttenleute herausgegebenen „Richtlinien für den Einkauf und die Prüfung von Schmiermitteln“ empfehlen für:

Kältezylinder, Stopfbüchsen und alle der Kälte ausgesetzten Maschinenteile bei Ammoniakbetrieb: Eismaschinenöl 3 a (Raffinat), bei Kohlensäurebetrieb: Glycerin oder Eismaschinenöl Nr. 3 b (Raffinat),

Luftkompressoren bei Arbeitsdrucken unter 20 at: Luftkompressoröl Nr. 5 (Raffinat),

solche mit Arbeitsdrucken über 20 at: Hochdruckluftkompressoröl Nr. 6 (Raffinat oder Zylinderöl),

Dampf bei Betriebstemperaturen unter 250°, gemessen am Eintrittstutzen der Maschine: Naßdampfzylinderöl Nr. 7 (reines Erdöl-Zylinderöl oder compoundiertes Zylinderöl),

Dampf mit hohen Betriebstemperaturen über 250° C: Heißdampfzylinderöl Nr. 8 (reines Erdöl-Zylinderöl oder compoundiertes Zylinderöl),

alle heißen Stellen an Dieselmotoren: Dieselmotorenzylinderöl Nr. 9 (Raffinat oder Destillat),

kleinere Verbrennungsmaschinen, Ölmaschinen und Glühkopfmotoren: Automobil-motorenöl, Kleingasmaschinenöl Nr. 10a (Raffinat),

Flug- und Luftschiffmotoren: Flugmotorenöl Nr. 11 (Raffinat oder compoundiertes Öl),

Großgasmaschine: Großgasmaschinenöl Nr. 12 (Raffinat oder Destillat).

E. Beanspruchung und Berechnung der Scheibenkolbenkörper.

1. Die an den Kolben wirkenden Kräfte sind:

α) Der gleichmäßig auf der Stirnfläche von der Größe F verteilte Druck p des Betriebsmittels. Bei doppeltwirkenden Maschinen tritt er bald auf der einen, bald auf der andern Seite des Kolbens auf, belastet diesen also wechselnd.

Zur Ermittlung der eigentlichen Kolbenkraft P , die den Kolben antreibt und ihn, als Ganzes betrachtet, belastet, kommt bei Dampfmaschinen der Überdruck p_u , d. i. der Unterschied der Ein- und der Ausströmspannung p_e und p_a , in dem betreffenden Zylinder in Frage:

$$p_u = p_e - p_a; \quad P = p_u \cdot F. \quad (261)$$

An Verbrennungsmaschinen setzt man den vollen, während der Verbrennung auftretenden Druck ein, der im Durchschnitt beträgt:

bei gasförmigen Brennstoffen, Benzol und Spiritus	$p = 25-30 \text{ kg/cm}^2$,
bei Petroleum und Benzin	$p = 20 \text{ kg/cm}^2$,
an Diesel-(Gleichdruck)maschinen	$p = 35 \text{ kg/cm}^2$,
an Schnellläufern und Teerölmotoren	$p = 45 \text{ kg/cm}^2$.

Durch Frühzündungen können stoßartige Drucksteigerungen um 50 bis 80% auftreten, so daß es sich empfiehlt, mäßige Beanspruchungen zugrunde zu legen.

β) Die zur Beschleunigung nötigen Massenkräfte. Bei Kraftmaschinen werden sie, soweit es sich nicht um außergewöhnlich raschlaufende Maschinen handelt, aus dem Druck des Betriebsmittels bestritten; dagegen können sie bei Arbeitsmaschinen, z. B. Kolbenpumpen, die Beanspruchung durch den unter α) genannten Druck erhöhen.

γ) Die Schwere, die das Eigengewicht des Kolbens bedingt.

δ) Die Kolbenreibung, die bei liegenden Maschinen und bei Störungen oft einseitig und dadurch namentlich auf die Kolbenstange biegend wirken kann.

ε) An Hohlkolben der Druck der im Innern des Kolbens eingeschlossenen Luft, wenn diese durch das Betriebsmittel erwärmt wird; an gekühlten Kolben der Druck des Kühlmittels, der oft auf mehreren Atmosphären gehalten werden muß, wenn Störungen durch die hin- und hergehende Bewegung vermieden werden sollen.

Neben den durch diese Kräfte erzeugten Beanspruchungen ruft das Wärmegefälle in den Kolbenstirnwänden von Verbrennungsmaschinen, das durch die große Wärmeentwicklung auf der einen Seite, durch die Ausstrahlung oder Kühlung auf der anderen erzeugt wird, Wärmespannungen hervor, die, wenn sie beträchtlich sind, zu Ribbildungen führen und oft für die Lebensdauer der Kolben entscheidend sind.

Außergewöhnlichen, aber sehr hohen Beanspruchungen können die Kolben durch Wasserschläge oder in dem Falle ausgesetzt sein, daß fremde Teile, wie sich lösende Schrauben, Verschlußpfropfen, oder vom Betriebsmittel mitgerissene Stücke zwischen sie und die Zylinderdeckel geraten. Ein Wasserschlag entsteht, wenn eine größere Menge Wasser zwischen dem Kolben und dem Zylinderdeckel eingeschlossen wird und nicht entweichen kann, so daß die in Bewegung befindlichen Massen infolge der Unzusammen-drückbarkeit der Flüssigkeit ganz plötzlich gehemmt werden. Die dabei auftretenden heftigen Stöße und hohen Pressungen treffen zunächst den Kolben sowie den Zylinder-

ist, setzt voraus, daß dieser Querschnitt erhalten bleibt und verlegt die größte Spannung in die von der Nulllinie am weitesten abgelegenen Fasern, was in vielen Fällen nicht zutreffend ist. So dürfte der aus der Formel gewonnene Wert schon im Falle ebener Stirnwände zu niedrig werden, weil sich die größte Spannung auf der ganzen Breite des Kolbens gleich groß ergibt, während sie in Wirklichkeit bei der räumlichen Wölbung der Stirnflächen an der Nabe größer als am Kranze ist.

Zu groben Fehlschlüssen kann die Anwendung der Formel auf kegelige oder einwandige Kolben, lfd. Nr. 15 und 13 der Zusammenstellung 110 führen, wie des Näheren im Berechnungsbeispiel 3 gezeigt ist. Auch an doppelwandigen Kolben ohne Rippen, Abb. 995, ergeben sich nach der Zusammenstellung 110, Seite 562, lfd. Nr. 14 völlig unrichtige Werte, weil die Stirnwände als zwei getrennte Platten aufgefaßt werden müssen. Der Kolben darf nicht als ein einheitlicher Körper betrachtet werden, wie es bei der Ermittlung des Trägheitsmomentes für den Mittelschnitt geschieht, weil die versteifenden Rippen fehlen. Die Einführung von Berichtigungszahlen verspricht keinen Erfolg, da sie doch keine allgemeine Gültigkeit haben können. Zu Vergleichsrechnungen gibt die Zusammenstellung 110, Seite 560, einige Anhaltswerte.

Was die Versuche, die Berechnung der Scheibenkolben genauer durchzuführen, anbetrifft, so müssen die einzelnen Formen getrennt behandelt werden.

a) Einwandige Kolben mit ebenen Flächen.

An einwandigen Kolben nach Abb. 993 betrachten Ensslin [XI, 4] und Pfeleiderer [XI, 5] die ebenen Scheiben als an der Nabe gestützte und eingespannte Platten. Die äußeren Umfänge nehmen sie in axialer Richtung beweglich, wegen der Steifheit des Kolbenkranzes aber ebenfalls eingespannt an, entsprechend Formänderungen, wie sie in Abb. 993 strichpunktiert angedeutet sind. Zur Berechnung der größten an der Nabe auftretenden radialen Spannung wird die Belastung in zwei Teile zerlegt:

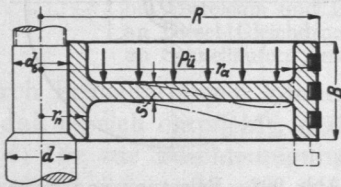


Abb. 993. Belastung und Formänderung eines einwandigen Kolbens.

1. den gleichmäßig über die eigentliche Scheibe vom äußeren Halbmesser r_a und vom inneren r_n verteilten Überdruck p_u des Betriebsmittels,

2. den am Rand angreifenden Druck auf den Kolbenkranz:

$$P = \pi(R^2 - r_a^2) \cdot p_u.$$

Sie erzeugen, unter Benutzung der in Abb. 993 eingetragenen Bezeichnungen, an der Nabe die radial gerichteten Spannungen:

$$\sigma_1 = \pm \frac{3}{4} \left[3 - \left(\frac{r_n}{r_a}\right)^2 - \frac{4 \ln \frac{r_a}{r_n}}{1 - \left(\frac{r_n}{r_a}\right)^2} \right] \cdot \frac{p_u \cdot r_a^2}{s^2} = \pm \varphi_6 \cdot p_u \cdot \frac{r_a^2}{s^2} \quad (264)$$

und:

$$\sigma_2 = \pm \frac{3}{2\pi} \left[\frac{2 \ln \frac{r_a}{r_n}}{1 - \left(\frac{r_n}{r_a}\right)^2} - 1 \right] \frac{P}{s^2} = \pm \varphi_2 \cdot \frac{P}{s^2}. \quad (265)$$

φ_6 und φ_2 sind nur vom Verhältnis der Halbmesser $\frac{r_n}{r_a}$ abhängig und können der Abb. 65, S. 60, entnommen werden. Die Gesamtspannung ist $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$, während die aus der größten Dehnung unter Berücksichtigung der Tangentialspannungen in den Scheiben ermittelte Anstrengung des Werkstoffes an der Nabe 0,91mal so groß ist. Die Formeln gelten für durchweg gleich starke Platten und liefern etwas zu geringe Werte in dem Falle, daß die Scheibenstärke, wie häufig ausgeführt, nach außen hin auf das etwa 0,8- bis 0,7fache der an der Nabe vorhandenen Dicke abnimmt.

Durch Addition der Formeln folgt

$$s = \sqrt{\frac{\varphi_6 \cdot p_{\ddot{u}} \cdot r_a^2 + \varphi_2 P}{k}}, \tag{266}$$

zur Ermittlung der Scheibenstärke s , wenn die zulässige Beanspruchung k angenommen wird.

Damit die bei der Ableitung vorausgesetzte Einspannung der Stirnwände vorhanden ist, müssen Nabe und Kranz genügend kräftig gehalten werden. Pfeleiderer gibt in der Beziehung an, daß der mittlere Außendurchmesser der Nabe d_n mindestens das 1,6fache der Bohrung und daß der durch die Kolbenringnuten nicht geschwächte Teil des Kranzes mindestens das 0,8fache der Scheibenstärke s sein soll. Als zulässige Werte für k gelten bei Gußeisen 250 bis 300 kg/cm², bei Stahlguß 400 bis 600 kg/cm². An Lokomotivkolben aus geschmiedetem Stahl finden sich nach der Zusammenstellung 110, Seite 560 lfd. Nr. 12 und 13 Werte von 1600 und 2140 kg/cm².

b) Einwandige Kolben mit kegeligen Flächen.

An ihnen treten die Biegemomente zurück; die Spannungen gehen um so mehr in solche längs der Mantellinien und in tangential Ringspannungen über, je steiler die Kegelflächen sind. Je nach der Richtung der äußeren Kräfte, insbesondere des Betriebsdruckes, nehmen sie den Kegel auf Zug oder Druck in Anspruch. An sehr flachen Kolben pflegt man die Beanspruchung nach den vorstehend angeführten Formeln zu ermitteln, indem man sich die einzelnen Ringe, in die sich der Kolbenkörper zerlegen läßt, parallel zur Achse verschoben denkt, bis ihre Mitten eine Ebene bilden. Bei steilen Kolben würde diese Art der Berechnung mit erheblichen Überschätzungen der Beanspruchung verbunden sein; sie kann höchstens zur Ermittlung eines oberen Grenzwertes dienen. Einen unteren, bei steilen Flächen der Wirklichkeit näherliegenden Grenzwert findet man unter Vernachlässigung der Biegemomente und der Versteifung des Kolbens durch den Kranz, wenn man die Spannungen in Richtung der Mantellinien und die tangentialen Ringspannungen nach Reymann [XI, 6] wie folgt ermittelt. Aus dem Kolbenkörper, Abb. 994, der den Neigungswinkel φ und eine Wandstärke s habe, sei ein Element in der Entfernung x von der Kolbenmittellinie durch zwei Meridianschnitte unter dem Winkel $d\omega$ und durch zwei konzentrische Ringflächen im Abstände de , längs der Kegelseite gemessen, herausgeschnitten. Auf dasselbe übt das Betriebsmittel einen Druck $p_{\ddot{u}} \cdot de \cdot x \cdot d\omega$ senkrecht zur Kegeloberfläche aus, der in der Abb. 994 von innen her wirkend angenommen und dabei positiv gesetzt ist. Im Falle einer doppeltwirkenden Maschine wechselt die Richtung des Betriebsdruckes; dementsprechend wurde in den folgenden Formeln $\pm p_{\ddot{u}}$ eingeführt.

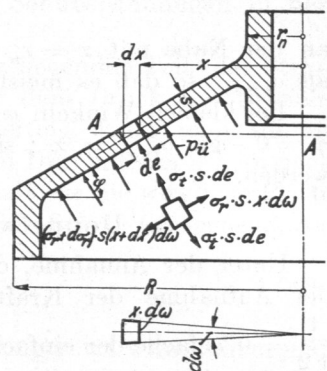


Abb. 994. Zur Berechnung kegeliger Kolben.

Der genannten Kraft wird das Gleichgewicht gehalten durch Spannungen an den vier Schnittflächen, die an den Meridianflächen mit σ_t , an der nach der Nabe zu gelegenen mit σ_r , bezeichnet seien. An der Gegenfläche ist sie um $d\sigma_r$ größer, beträgt also $\sigma_r + d\sigma_r$. Die dadurch an dem Körperelement bedingten Kräfte sind in der Abbildung eingetragen. Bei der Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen ist zu beachten, daß die Tangentialkräfte $\sigma_t \cdot s \cdot de$ in der Ringebene AA liegen, gegen die Mantellinie also um den Winkel φ geneigt sind. Längs der Meridianlinie und senkrecht dazu lauten nun die Bedingungen:

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot s \cdot (x + dx) d\omega - \sigma_r \cdot s \cdot x \cdot d\omega - 2 \sigma_t \cdot s \cdot de \cdot \sin \frac{d\omega}{2} \cos \varphi = 0$$

oder

$$I. d(\sigma_r \cdot x) = \sigma_t \cdot de \cdot \cos \varphi = \sigma_t \cdot dx$$

und:

$$\pm p_{\bar{u}} \cdot de \cdot x \cdot d\omega - 2 \sigma_t \cdot s \cdot de \cdot \sin \frac{d\omega}{2} \cdot \sin \varphi = 0$$

oder

$$\text{II. } \pm p_{\bar{u}} \cdot x = \sigma_t \cdot s \cdot \sin \varphi.$$

Aus II. folgt die Tangentialspannung: $\sigma_t = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{s \cdot \sin \varphi} \cdot x$. Sie nimmt verhältnismäßig dem Abstand x von der Kolbenmittellinie zu und erreicht demgemäß ihren größten Wert am Kolbenrande:

$$\sigma_{t \max} = \frac{\pm p_{\bar{u}} \cdot R}{s \cdot \sin \varphi}. \tag{267}$$

In Gleichung I eingesetzt, wird:

$$d(\sigma_r \cdot x) = \pm \frac{p_{\bar{u}}}{s \cdot \sin \varphi} \cdot x \cdot dx.$$

$$\sigma_r \cdot x = \pm \frac{p_{\bar{u}}}{s \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{x^2}{2} \Big|_x^R + C = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{2 s \cdot \sin \varphi} \cdot (R^2 - x^2) + C.$$

Aus der Grenzbedingung, daß für $x = R$, $\sigma_r = 0$ sein muß, ergibt sich der Festwert $C = 0$ und schließlich:

$$\sigma_r = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{2 s \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{R^2 - x^2}{x},$$

das seinem Größtwert:

$$\sigma_{r \max} = \frac{\pm p_{\bar{u}}}{2 s \cdot \sin \varphi} \cdot \frac{R^2 - r_n^2}{r_n}. \tag{268}$$

an der Nabe mit $x = r_n$ annimmt. Dem absoluten Wert nach ist $\sigma_{t \max}$ stets kleiner als $\sigma_{r \max}$, so daß es meist genügt, das letztere zu ermitteln.

Bei kleinen Winkeln φ liefert die Formel sicher zu große Spannungen, im Grenzfall $\varphi = 0$ sogar $\sigma_{r \max} = \infty$; sie darf mithin nur auf ausgeprägt kegelige Kolben angewendet werden.

c) Doppelwandige Kolben ohne Versteifungsrippen.

Unter der Annahme, daß die beiden Stirnflächen, Abb. 995, in gleichem Maße an der Aufnahme der Kräfte beteiligt sind, müssen sie als Stirnwandstärke s' das $\frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71$ fache der einfachen Scheibe, also:

$$s' = \frac{s}{\sqrt{2}} \tag{269}$$

erhalten, da die Wandstärke s in den Formeln (264) und (265) im Quadrat steht. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß der gleichmäßig verteilte Betriebsdruck p jeweils die ihm ausgesetzte Platte stärker in Anspruch nehmen wird. Derartige doppelwandige Kolben ohne Rippen werden, da $2 s' = 1,41 s$ ist, immer schwerer als einwandige ausfallen, bieten aber bei ebenen Stirnflächen die Möglichkeit einfacherer Bearbeitung und Gestaltung der Zylinderdeckel.

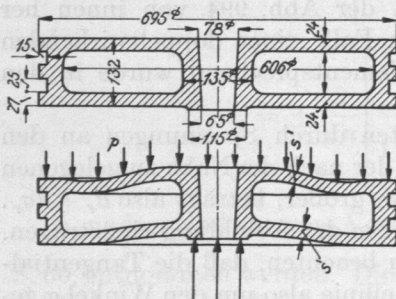


Abb. 995. Lokomotivkolben mit ebenen Wänden ohne Rippen. M. 1:15.

Eine genauere Untersuchung hat Ensslin an einem aus Stahl geschweißten Lokomotivniederdruckkolben, Abb. 995 oben, der beim Anfahren durch $p = 6,5$ at belastet ist, durchgeführt [XI, 10]. Davon ausgehend, daß die Durchbiegung der beiden Böden am äußeren Rande gleich groß sein muß, wenn der Kranz vollkommen starr angenommen wird, findet er, daß der dem Dampfdruck nicht ausgesetzte Boden einer Randbelastung von 9070 kg, der andere dagegen neben der gleichmäßig verteilten Pressung von $p = 6,5$ at einer entgegengesetzt gerichteten

teten Randlast von 3100 kg ausgesetzt ist. Daraus ermittelt er die größte an der Nabe auftretende Radialspannung in dem zuletzt genannten Boden zu 1960 kg/cm², während die Näherungsrechnung unter Benutzung der Kurven der Abb. 65 und unter der Annahme, daß sich die Kräfte je zur Hälfte auf die beiden Böden verteilen, zu folgenden Zahlen führt:

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{6,75}{30,3} = 0,223;$$

1. Wirkung des gleichmäßig verteilten Druckes:

$$\sigma_1 = \varphi_6 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{2 \cdot (s')^2} = 2,56 \cdot 6,5 \cdot \frac{30,3^2}{2 \cdot 2,4^2} = 1326 \text{ kg/cm}^2;$$

2. Wirkung der Randbelastung:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot (69,5^2 - 60,6^2) \cdot 6,5 = 5970 \text{ kg};$$

$$\sigma_2 = \varphi_2 \cdot \frac{P}{2 \cdot (s')^2} = 1,034 \cdot \frac{5970}{2 \cdot 2,4^2} = 536 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Summe der Beanspruchungen $\sigma_1 + \sigma_2 = 1326 + 536 = 1862 \text{ kg/cm}^2$ ist gegenüber der nach der genaueren Berechnung ermittelten um 5,5% zu niedrig.

d) Doppelwandige Kolben mit Versteifungsrippen.

Durch Einziehen von Rippen können die Stirnscheiben wirksam versteift und die Kolben wesentlich widerstandsfähiger gemacht werden, indem die bei der gemeinsamen Durchbiegung der Scheiben auftretenden Querkräfte durch Schubspannungen in den Rippen aufgenommen werden.

Zunächst müssen die zwischen den Rippen und dem Kranz liegenden Teile der Stirnwände, meist kreisringausschnittförmiger Gestalt, gegenüber dem Druck des Betriebsmittels genügend widerstandsfähig sein. In erster Annäherung kann man sie als kreisförmige, am Rande eingespannte Platten betrachten, deren Durchmesser d man nach Abb. 1000 so wählt, daß sie ungefähr den gleichen Flächeninhalt wie die wirkliche Platte haben und sich einigermaßen mit ihr decken. Dann folgt ihre Stärke, ausgehend von Formel (64), aus:

$$s = \sqrt{\frac{0,75 \cdot d^2 \cdot p}{4 k_b}} + a, \quad (270)$$

wenn für p der größte auftretende Druck des Betriebsmittels eingesetzt wird, indem man den Gegendruck vernachlässigt, der durch die Erwärmung der im Innern der Kolben eingeschlossenen Luft entsteht. k_b darf bei Gußeisen bis zu 300 kg/cm² betragen. a ist ein Zuschlag von 0,2 bis 0,5 cm, der Kernverlegungen berücksichtigt. Ist in der Wand ein Kernloch vorgesehen, so erhöht sich die Beanspruchung am Lochumfang, so daß es sich empfiehlt, den Rand durch einen Wulst zu verstärken, gleichzeitig mit dem Zweck, dem Kernstopfen eine größere Gewindelänge zu bieten.

Zur Berechnung des Kolbenkörpers im ganzen schneidet Reymann [XI, 6] ein Kreisringstück mit einem sehr kleinen Zentriwinkel α , Abb. 996, heraus, denkt es sich an der Nabe vom Halbmesser r_n eingespannt und durch p_u kg/cm² belastet. Auf ein Flächenelement im Abstände x vom Mittelpunkt wirkt dann die Kraft $p_u \cdot x \cdot \alpha \cdot dx$; die im Einspannquerschnitt das Biegemoment $dM_b = p_u \cdot x \cdot \alpha \cdot dx (x - r_n)$ erzeugt. Durch Integration zwischen r_n und R wird unter Vernachlässigung der unendlich kleinen Größen zweiter Ordnung:

$$M_b = p_u \cdot \alpha \int_{r_n}^R (x^2 - x \cdot r_n) dx = p_u \alpha \left[\frac{R^3 - r_n^3}{3} - r_n \frac{(R^2 - r_n^2)}{2} \right] = p_u \cdot \alpha \frac{(R - r_n)^2 (2R + r_n)}{6}.$$

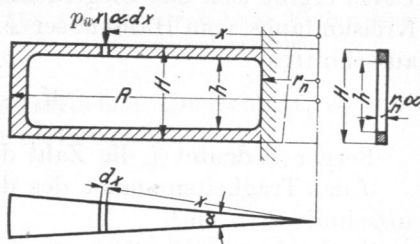


Abb. 996. Zur Berechnung von Scheibenkolben nach Reymann.

Zur Ermittlung des Widerstandsmomentes W betrachtet Reymann die Stirnflächen als Gurte radialer Träger, läßt aber die Rippen unberücksichtigt und setzt daher nach Abb. 996 rechts:

$$W = \frac{1}{6} \alpha \cdot r_n \cdot \frac{H^3 - h^3}{H},$$

so daß:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{p_{\bar{u}} \cdot H (R - r_n)^2 (2R + r_n)}{r_n (H^3 - h^3)} \quad (271)$$

wird.

Die Formel liefert keinen zuverlässigen Aufschluß über die Beanspruchung, da die Tangentialspannungen in den Stirnwänden und die Versteifung, die der Kolbenkranz bietet, völlig vernachlässigt sind und da die Formel den Einfluß des Nabenhalbmessers falsch bewerten läßt, indem die Spannungen mit abnehmendem Nabenhalbmesser hyperbolisch wachsen, im Grenzfalle, für $r_n = 0$, sogar unendlich groß werden.

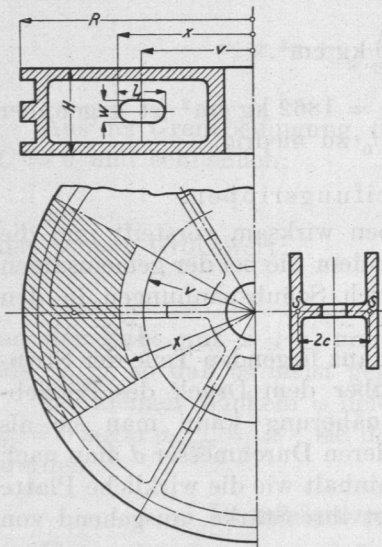


Abb. 997. Zur Berechnung von Scheibenkolben nach Pfeleiderer.

Ebensowenig dürfte aus der Vernachlässigung der Rippen in der Formel geschlossen werden, daß die Rippen entbehrlich seien oder geschwächt werden dürfen. Im Gegenteil geht der Bruch an doppelwandigen Kolben, deren Rippen wegen der Stützung der Kerne häufig nach Abb. 997 ausgespart werden, nach den Versuchen von Godron [XI, 7] und Bach [XI, 8] gerade von diesen Aussparungen aus.

Versuche von Pfeleiderer wiesen nun nach, daß derartige Löcher oder Schlitze die Tragfähigkeit auf Biegung beanspruchter Balken ganz erheblich herabsetzen, vgl. Seite 37. In Anwendung auf Kolben betrachte man nach seinem Vorschlag den auf eine Rippe entfallenden Ausschnitt Abb. 997 und ermittle die am inneren Rand der Aussparung auftretende Spannung unter Benutzung der Formel (30a) aus:

$$\sigma = \frac{M_b}{J} \frac{H}{2} + \frac{A l_1}{4} \left(\frac{1}{F \cdot c} + \frac{c - \frac{w}{2}}{J'} \right). \quad (272)$$

Dabei ergibt sich das Biegemoment M_b dort, wo die Aussparung beginnt, also längs des Kreisumfangs vom Halbmesser x aus der Belastung des in Abb. 997 gestrichelten Ringausschnittes:

$$M_b = \frac{\pi}{3i} (R - x)^2 \cdot (2R + x) \cdot p_{\bar{u}}.$$

Ferner bedeutet i die Zahl der Rippen,

J das Trägheitsmoment des durch die Lochmitte geführten Querschnitts des Kolbenausschnittes in cm^4 ,

$$A = \frac{\pi}{i} (R^2 - v^2) \cdot p_{\bar{u}}$$

die dort wirkende Querkraft in kg,

J' das Trägheitsmoment eines der T-förmigen Querschnitte ober- und unterhalb des Schlitzes längs des Zylinders vom Halbmesser v in cm^4 ,

F den Querschnitt desselben in cm^2 , $2c$ die Entfernung ihrer Schwerpunkte voneinander, während die übrigen Bezeichnungen aus Abb. 997 ersichtlich sind. Die Berichtigungszahl μ der Formel (30a) ist gleich 1 gesetzt.

Vernachlässigt sind bei der Ableitung der Formel die Tangentialspannungen an den Trennflächen der einzelnen Ausschnitte, wodurch die Anstrengung etwas zu groß, also zugunsten der Sicherheit des Kolbens ausfällt.

e) Berechnung der Tauchkolben.

Die Festigkeitsrechnung der Tauchkolbenkörper an einfach wirkenden Maschinen erstreckt sich gewöhnlich nur auf die Ermittlung der Bodenstärke und einer genügenden Tragfläche zur Aufnahme des Seitendruckes, den die Schubstange ausübt. Von den auf Seite 552 aufgeführten Kräften fällt die unter ε genannte weg; an gekühlten Kolben kann aber der Druck des Kühlmittels in ähnlicher Weise wie die Luft wirken. Daß bei der konstruktiven Gestaltung die besonderen Betriebsverhältnisse voll berücksichtigt werden müssen, war schon auf Seite 547 betont. Den Boden wird man im Falle der Abb. 991 als eine ebene, am Umfange eingespannte Platte betrachten, im Falle der Abb. 988 unter Vernachlässigung der Verspannung durch die Schraube als eine frei aufliegende Platte und nach den Formeln (64 und 62 oder 73) berechnen. An stark gewölbten Böden können die Formeln für kugelige Körper zur Ermittlung des unteren Grenzwertes der Spannung herangezogen werden. Als zulässige Werte gelten $k_b = 300$ bis 500 kg/cm^2 für Gußeisen, 500 bis 800 kg/cm^2 für Stahlguß. Rippen werden ihres zweifelhaften Wertes wegen bei der Berechnung am besten unberücksichtigt gelassen. Der Mantel muß in Anbetracht der Kolbenringnuten und der Wärmeableitung durch den Zylinder in der Nähe des Bodens kräftig sein. Als erster Anhalt kann dienen, dem Mantel einschließlich der Ringnuttiefe rund die gleiche Stärke wie dem Boden zu geben. Nach dem vorderen Ende zu darf er beträchtlich schwächer werden. Manche Konstrukteure verstärken ihn an der Sitzstelle des Bolzens, um die Wirkung der sonst sehr großen Wandstärkenunterschiede an den Bolzenaugen zu mildern.

f) Berechnung durchbrochener Kolben.

Die gefährlichen Querschnitte werden meist durch die Öffnungen in der Kolbenscheibe nahe der Nabe gegeben sein. So liegt die schwächste Stelle des Kolbens Abb. 998 auf der Verbindungslinie AB der Mitte zweier Ventile der inneren Reihe. Vernachlässigt man den geringen Beitrag, den die Naben oder die Rippen der eigentlichen Ventilsitze zur Widerstandsfähigkeit des Kolbens liefern, so muß jede der Hauptrippen die Belastung, die auf den zugehörigen, durch Strichelung hervorgehobenen Ausschnitt entfällt, durch ihre Biegefestigkeit aufnehmen können. Beträgt der Betriebsüberdruck $p_{\bar{u}}$ at, hat die gestrichelte Fläche F' cm^2 Inhalt und liegt der Schwerpunkt S in der Entfernung a vom gefährlichen Querschnitt, so muß dieser bei einer zulässigen Beanspruchung k_b ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{F' \cdot p_{\bar{u}} \cdot a}{k_b}$$

aufweisen. Betrachtet man ihn in erster Annäherung als ein Rechteck von der Breite s , so folgt die Rippenhöhe h aus:

$$h^2 = \frac{6 F' \cdot p_{\bar{u}} \cdot a}{s \cdot k_b} \tag{273}$$

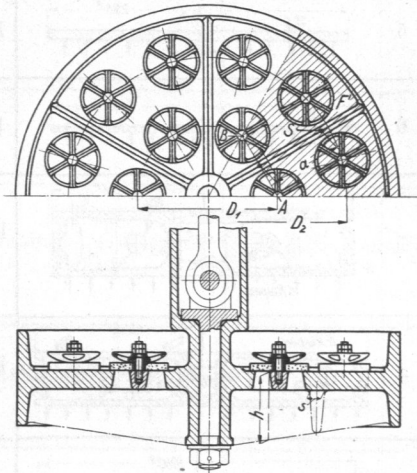
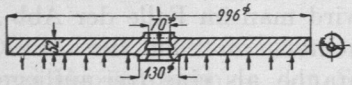
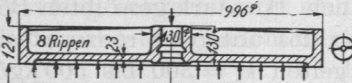
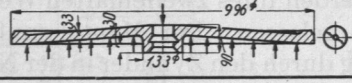
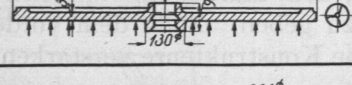
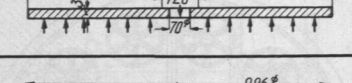


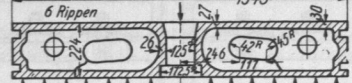
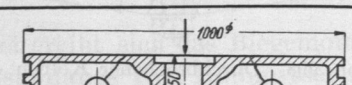
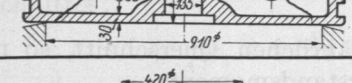
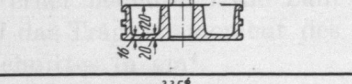
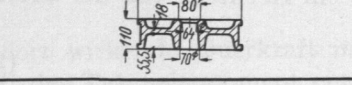
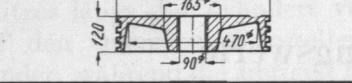


Abb. 998. Durchbrochener Kolben einer Kondensatorpumpe.

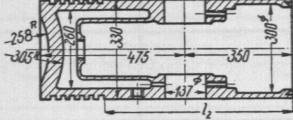
III. Versuchs- und Erfahrungswerte.

In der Zusammenstellung 110 ist an Hand der von Bach [XI, 8] und Godron [XI, 7] an Kolben und Platten angestellten Versuche Nr. 1 bis 11 und an ausgeführten Kolben Nr. 12 bis 16, die Berechnung nach den im Vorstehenden behandelten verschiedenen Verfahren durchgeführt, um ein Urteil über deren Anwendbarkeit und Richtigkeit, sowie

a	b	c	d	e	f
Lfd. Nr.		Quelle	Werkstoff	Festigkeit nach Versuchen kg/cm ²	Probe- bzw. Betriebsdruck, at; Kolbendruck kg
1		Bach: Forsch.-H. 31, S. 11	Gußeisen	$K_b = 2652$ i. M. aus 4 Vers.	Bruch bei 6,2 at, 48070 kg
2		Bach: Forsch.-H. 31, S. 14	Gußeisen	—	Bruch bei 16 at, 124050 kg
3		Bach: Forsch.-H. 31, S. 20	Gußeisen	—	Bruch bei 5 at, 38760 kg
4		Bach: Forsch.-H. 31, S. 23	Gußeisen	—	Bruch bei 3 at, 23260 kg
5		Bach: Forsch.-H. 31, S. 27	Flußeisen	—	Bei 4,6 at Abspringen der Walzhaut, 35640 kg
6		Bach: Forsch.-H. 31, S. 29	Flußeisen	—	Bei 0,6 at Abspringen der Walzhaut, 4652 kg
7		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 32	Gußeisen	$K_z = 2180$ i. M. aus 4 Vers.	Bruch b. 36,5 at, 277900 kg
8		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 33	Gußeisen	$K_z = 1240$ i. M. aus 2 Vers.	Bruch bei 6,9 at, 97100 kg
9		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 34, Vers. v. Godron	Gußeisen	$K_z = 910$ i. M. a. 2 Vers.	Bruch bei 188000 kg
10		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 25. Vers. von Godron	Zementstahl	—	Fließgrenze erreicht bei etwa 40000 kg (~ 28,9 at)
11		Pfleiderer: Forsch.-H. 97, S. 28. Vers. von Godron	Gußstahl	—	Fließgrenze bei etwa 45000 kg (~ 50 at)
12		Z. V. d. I. 1908, S. 1305 Lokomotivkolben	Stahl geschmiedet	—	Betriebsdruck 12 at, 26700 kg
13		Ensslin: Dinglers Polyt. Journal 1904, S. 678. Lokomotivkolben	Stahl, geschmiedet	—	Betriebsdruck 6,5 at ~ 25000 kg

und Erfahrungswerte an Kolben.

<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>
Schwerpunkt- abstand cm	Trägheits- moment cm ⁴	Nähe- rungs- rechnung, (Form. 262) kg/cm ²	Beanspruchung nach			Stirnwandausschnitte als eingespannte Platten berechnet kg/cm ²	Bemerkungen
			Ensslin kg/cm ²	Rey- mann kg/cm ²	Pflei- derer kg/cm ²		
2,6	1167	1140	—	—	—	—	—
Von Unterkante 3,27	3420	+ 1520 — 3470	—	—	—	Plattendurchm. 280 mm ± 445	—
Von Oberkante 3,38	879	+ 2630 — 1580	—	± 4060	—	—	—
Von Unterfläche 1,48	225	± 1652	—	—	—	—	—
1,5	208	± 2725	—	—	—	—	—
0,75	26	± 1425	—	—	—	—	—
10,5	35800	± 750	—	± 1360	2410	Plattendurchm. 350 mm ± 1810	Vgl. Berechnungs- beispiel 4
11,2	70760	± 223	—	± 756	1785	Plattendurchm. 450 mm ± 335	—
12,5	78450	± 435	—	± 782	961	—	—
Von Unterfläche 4,45	2050	+ 387 — 656	+ 2450 + 1162 3612	—	—	—	—
Von Unterfläche 5,94	1014	+ 792 — 928	+ 2485 + 1523 4008	—	—	—	—
Von Stirnfläche 3,88	2390	531 bzw. 251	+ 485 + 1180 1665	—	—	—	—
6,5	2620	± 450	+ 1485 + 662 2147	—	—	—	Vgl. Berechnungs- beispiel 3

a	b	c	d	e	f
Lfd. Nr.		Quelle	Werkstoff	Festigkeit nach Versuchen kg/cm ²	Probe- bzw. Betriebsdruck at; Kolbendruck kg
14		Ensslin: Dingers Polyt. Journal 1907, S. 577. Lokomotivkolben	Stahl, geschmiedet	—	Betriebsdruck 6,5 at, 24660 kg
15		Z. V. d. I. 1890, S. 1223. Schiffsmaschinenkolben	Stahlguß	—	Betriebsdruck 2,4 at, 155000 kg
16		Vom Verfasser geleitete Versuche. Dieselmotorenkolben	Gußeisen	$K_p = 2210$ (4V.) $K_z = 1140$ (3V.) $K = 4995$ (4V.)	Betriebsdruck 35 at

um Zahlen für Vergleichsrechnungen beim Entwurf ähnlicher Ausführungen zu gewinnen. In den Skizzen sind die Hauptabmessungen und soweit möglich der Verlauf des Bruches angegeben. Durch Fettdruck der Spannungswerte sind die nach dem derzeitigen Stande einschlägigen Formeln hervorgehoben. Die Versuche Nr. 1 bis 8 wurden von Bach in möglichster Annäherung an die tatsächliche Inanspruchnahme unter der Wirkung eines gleichmäßig verteilten Flüssigkeitsdruckes durchgeführt, dem der Kolben von unten her ausgesetzt war, während er durch die Kolbenstange festgehalten wurde. Godron belastete die Kolben Nr. 9 bis 11 an der Nabe und hatte den Kolben Nr. 9 längs eines Kreises von 910 mm Durchmesser, die Kolben 10 und 11 in einem mit Schmierseife und Sand gefüllten Zylinder gestützt, so daß selbst bei der zweiten Stützart die bei der Berechnung vorausgesetzte gleichmäßige Verteilung der Belastung auf der Stirnfläche nicht erfüllt gewesen sein dürfte. Die Kolben 9 bis 11 wurden stetig unter Messung der Durchbiegungen belastet, von Zeit zu Zeit aber wieder entlastet, um die bleibenden Formänderungen festzustellen, die nach den aufgenommenen Schaulinien am Kolben 10 von 40000, am Kolben 11 von 45000 kg Belastung ab deutlich rascher wachsen. Es ist deshalb angenommen, daß bei diesen Drucken die Fließgrenzen der Werkstoffe erreicht wurden. Freilich erscheinen die daraus nach der Ensslinschen Formel ermittelten Spannungen für die verwandten Stahlarten reichlich hoch; es ist nicht ausgeschlossen, daß sich die ersten Fließerscheinungen früher zeigten, sich aber in der Durchbiegung doch nicht deutlich ausprägten.

Was nun die nach den verschiedenen Verfahren ermittelten Ergebnisse anlangt, so gestatten leider nur die Versuche 1, 7, 8, 9 und 16 sichere Rückschlüsse, da Angaben über die Festigkeit der Werkstoffe bei den übrigen fehlen. Bei der Berechnung der Spannung nach der Näherungsformel (262) wurden die Trägheitsmomente der Kolbenquerschnitte Nr. 1 und 4 unter Ausschluß der Nabe ermittelt, da der Bruch wie strichpunktirt in den Abbildungen angedeutet ist, um die Nabe herum lief. Am Kolben Nr. 1 liegt der errechnete Wert beträchtlich unter der aus vier Versuchen bestimmten mittleren Biegefestigkeit. Die Versuche Nr. 5 und 6 führen zu wenig befriedigender Übereinstimmung in bezug auf die Fließgrenze, wenn in den beiden Fällen einigermaßen ähnliche Flußeisensorten verwendet wurden.

Kolben Nr. 7, 8 und 9 brachen infolge von Rissen, die von den Aussparungen in den Rippen ausgingen. Die Belastungen hatten also noch nicht die Höhe erreicht, bei der der Bruch längs einer Meridianebene, wie Abb. 992 unten vorausgesetzt, zu erwarten

(Fortsetzung).

<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	Beanspruchung nach			<i>n</i>	<i>o</i>
Schwerpunkt- abstand cm	Trägheits- moment cm ⁴	Nähe- rungs- rechnung, (Form. 262) kg/cm ²	Ensslin	Rey- mann	Pflei- derer	Stirnwandauschnitte als eingespannte Platten berechnet kg/cm ²	Bemerkungen
			kg/cm ²	kg/cm ²	kg/cm ²		
6,6	9550	± 126	1966	± 1075	—	—	—
Von Unterkante 46,1	1906500	114	—	167	—	—	—
—	—	—	—	—	—	Kolbenboden als einge- spannte, ebene Platte von 260 mm Durchmesser. ± 201 als Kugelschale + 75	—

gewesen wäre. Das bestätigen auch die niedrigen Werte für die Spannungen, nach der Näherungsformel (262), soweit diese überhaupt auf doppelwandige Kolben angewandt werden darf. Die genannten drei Kolben müssen nach der Pfeleidererschen Formel beurteilt werden, die nach Spalte *m* Spannungen liefert, die sich gleichlaufend mit den an Zugproben gefundenen Festigkeiten der benutzten Werkstoffe ändern, was immerhin für die Berechnungsart spricht.

Bei der Anwendung der Reymannschen Formel auf diese Kolben wurden die an den Naben zu erwartenden Bruchstellen wegen der dort vorhandenen großen Abrundungen gefühlsmäßig angenommen und die Nabenhalbmesser und Wandstärken schätzungsweise, wie folgt, eingesetzt:

Kolben, lfde. Nr.	7	8	9
Nabenhalbmesser <i>r_n</i>	140	130	180 mm
Wandstärke	30	30	30 mm

Über den Wert der mit der Reymannschen Formel gewonnenen Zahlen vgl. Seite 558.

Zur Berechnung des Kolbens 9 nach der Näherungsformel (262) sei noch bemerkt, daß als Hebelarm des Biegemomentes der Abstand des Schwerpunktes der Halbkreislinie von 455 mm Halbmesser eingesetzt wurde, längs welcher der Kolben beim Versuch gestützt war.

An den einwandigen Kolben 10 bis 13 mit ebenen Stirnflächen liefert die Näherungsformel (262) sicher unzutreffende und viel zu niedrige Werte, weil sie von der falschen Anschauung ausgeht, daß die Spannungen verhältnismäßig den Abständen von der Nulllinie im Meridianquerschnitt zunehmen, die größten also an den Rändern des Kranzes entstanden. Diese treten vielmehr in der ebenen Stirnfläche um die Nabe herum in radialer Richtung auf und sind nach den Formeln (264 und 265) zu beurteilen.

Beispiel 15 ist der Niederdruckkolben der Steuerbordmaschine des Schnelldampfers City of Paris, die am 25. 3. 1890 infolge eines Schraubenwellenbruches durchging und wahrscheinlich durch den Bruch des genannten Kolbens gänzlich zerstört wurde. Die Wandstärken des aus Stahlguß hergestellten Kolbens entsprechen annähernd der Formel (260). Bei $p_0 = 10,5$ at Kesseldruck, $p = 0,2 \cdot p_0 = 2,1$ at Druck im Niederdruckzylinder einer Dreifach-Verbundmaschine, wie sie hier vorliegt und $C = 1,2$ cm ergibt die Formel eine Wandstärke nahe der Nabe:

$$s = 0,016 D \sqrt{p + C} = 0,016 \cdot 287 \sqrt{2,1 + 1,2} = 7,85 \text{ cm,}$$

während die Ausführung 76 mm zeigt. Die Reymannsche Formel liefert beim Einsetzen des durch Indikatordiagramme nachgewiesenen Betriebsdruckes von 2,4 at nur

167 kg/cm² Spannung, die den Bruch nicht erklären kann. Die Näherungsformel (262) führt zu einem Werte ähnlicher Größenordnung wie die Reymannsche, ist aber wegen der unrichtigen Anschauung, von der sie ausgeht, sicher nicht zutreffend. Wahrscheinlich sind im vorliegenden Falle die Beschleunigungskräfte, die schon bei den gewöhnlichen Umlaufzahlen recht bedeutend sind und die beim Durchgehen im quadratischen Verhältnisse zu den Umlaufzahlen wachsen, dem Kolben gefährlich geworden. Sehr bedenklich erscheint ferner die Art der Verbindung mit der Kolbenstange, die den Kolben durch die Bohrung für die Stange, durch acht Schraubenlöcher und durch die Eindrehung, in welcher der Stangenflansch ruht, in sehr starkem Maße schwächt und beträchtliche Spannungserhöhungen hervorrufen muß. Richtiger ist die Ausbildung einer kräftigen Nabe,

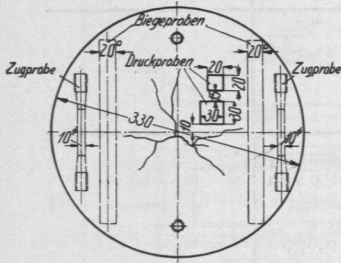


Abb. 999. Dieselmotorkolbenboden. Risse und Anordnung der Festigkeitsproben. M. 1:10.

Die Risse am Kolben 16 einer stehenden Dieselmotormaschine, Abb. 999, sind lediglich auf die Wirkung der den Kolbenboden treffenden Stichflamme des verbrennenden Öls zurückzuführen. Festigkeitsuntersuchungen an Proben, die dem Boden, andererseits dem Mantel entnommen wurden, zeigten keine wesentlichen Unterschiede. Die Beanspruchung des Bodens durch den Betriebsdruck ist nach Spalte *n* im Vergleich mit der Biegefestigkeit des verwandten Gußeisens niedrig. Wohl aber zeigten metallographische Untersuchungen, daß das Gußeisen auf einer Fläche von 50 bis 60 mm Halbmesser von der Kolbenmitte gerechnet, 10 bis 15 mm tief verändert worden war, indem sich der Graphit in Form von Lamellen, umhüllt von kohlenstoffarmen Eisen ausgeschieden hatte, ein Vorgang, der erst bei längerer Einwirkung einer Temperatur von 600 bis 700° auf das Gußeisen eintreten soll. Durch die Ölkühlung des Kolbenbodens von unten her ist demnach ein Wärmegefälle von mehreren Hundert Grad vorhanden und müssen sehr beträchtliche Wärmespannungen auftreten, die unvermeidlich zu Rißbildungen führen und die Auswechslung des Kolbens von Zeit zu Zeit nötig machen. Ein weiches Gußeisen, das im vorliegenden Fall eine Dehnungszahl bei mäßigen Spannungen $\alpha = \frac{1}{650000}$ cm²/kg aufwies, ist zur Verminderung der Wärmespannungen zweckmäßig.

Unsicher und unbefriedigend ist namentlich die Berechnung der durch die Skizzen lfd. Nr. 2, 3 und 15 in Zusammenstellung 110 angedeuteten Kolbenformen.

IV. Zahlen- und Konstruktionsbeispiele.

1. Dampfkolben der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Hochdruckzylinderdurchmesser $D_h = 450$ mm, Kolbenstangendurchmesser vorn 100 mm, hinten (Pumpenstangendurchmesser) $d = 75$ mm.

Die Kolben sollen selbsttragend und doppelwandig mit ebenen Stirnflächen ausgebildet werden. Werkstoff: Gußeisen.

Die größte Kolbenkraft P_h tritt im Falle der Wasserwerkmaschine, nach der in Abb. 143 stark ausgezogenen Druckverteilung auf der Hinterseite des Kolbens auf. Einströmdruck $p = 13$, Gegendruck $p_1 = 2,1$ at abs.

$$P_h = \frac{\pi}{4} (D_h^2 - d^2) (p - p_1) = \frac{\pi}{4} (45^2 - 7,5^2) (13 - 2,1) \approx 16900 \text{ kg.}$$

In der Kolbenstange summiert sich diese in den Kurbelstangenlagern noch mit dem Pumpendruck von 3700 kg zum Gesamtdruck $P_0 = 20600$ kg. Niederdruckzylinderdurchmesser $D_n = 800$ mm; Kolbenstange wie oben. Die größte Kolbenkraft im Falle der strich

punktiert dargestellten Druckverteilung für eine Betriebsmaschine ist bei einem Einströmdruck $p'_1 = 3,7$ at abs und einer Ausströmspannung $p_0 = 0,2$ at abs:

$$P'_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) (p'_1 - p_0) = \frac{\pi}{4} (80^2 - 7,5^2) (3,7 - 0,2) = 17400 \text{ kg.}$$

Kranzbreite beider Kolben, die in Abb. 1000 übereinander dargestellt sind:

$$B \approx \frac{1}{5} D_n = \frac{800}{5} = 160 \text{ mm.}$$

Dabei lassen sich an beiden Kolben je drei Dichtungsringe nach der Zusammenstellung 108, Seite 537 von 20·17 mm Querschnitt am Hochdruck-, von 27·22 mm am Niederdruckkolben bequem unterbringen.

Durchbildung der Kolbenstangenbefestigung beider Kolben. Ausgehend von dem Pumpenstangendurchmesser von 75 mm, kann man als Gewinde, da das nächstgrößere, nämlich das $2\frac{3}{4}$ " Rohrgewinde, nach der Zusammenstellung 60, Seite 209, eine zu bedeutende Verstärkung der Stange auf 82,5 mm verlangen würde, Metrisches Feingewinde 3 nach DIN 243, Bl. 2, Zusammenstellung S. 213, mit 76,22 mm Kern-, 79 mm Außendurchmesser und 2 mm Ganghöhe, kurz durch *M 79·2* bezeichnet, nehmen. Nebenbohrung 80 mm im Lichten gewählt.

Zugbeanspruchung im Kern:

$$\sigma_z = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} \cdot 7,6^2} = 455 \text{ kg/cm}^2. \text{ Mäßig.}$$

Mutterhöhe:

$$h \approx 0,7 d = 60 \text{ mm.}$$

Flächenpressung im Gewinde bei:

$$z = \frac{60}{2} = 30 \text{ Gängen:}$$

$$p = \frac{P'_n}{z \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_i} = \frac{17400}{30 \cdot \pi \cdot 7,77 \cdot 0,13} = 183 \text{ kg/cm}^2. \text{ Niedrig.}$$

Durch die Nebenbohrung von 80 mm Durchmesser entsteht an der Kolbenstange ein Absatz von 10 mm Breite, senkrecht zur Stangenachse gemessen, der jedoch zur unmittelbaren Übertragung der Kolbenkräfte auf die Stange nicht genügt, da der Flächen-

$$p = \frac{P'_n}{f} = \frac{17400}{\frac{\pi}{4} (10^2 - 8^2)} = 616 \text{ kg/cm}^2$$

für das Gußeisen des Kolbens zu hoch wird. Es wurden deshalb Stahlringe eingeschaltet, die bei 400 kg/cm^2 Flächendruck am Kolben:

$$f = \frac{P'_n}{p} = \frac{17400}{400} = 43,5 \text{ cm}^2$$

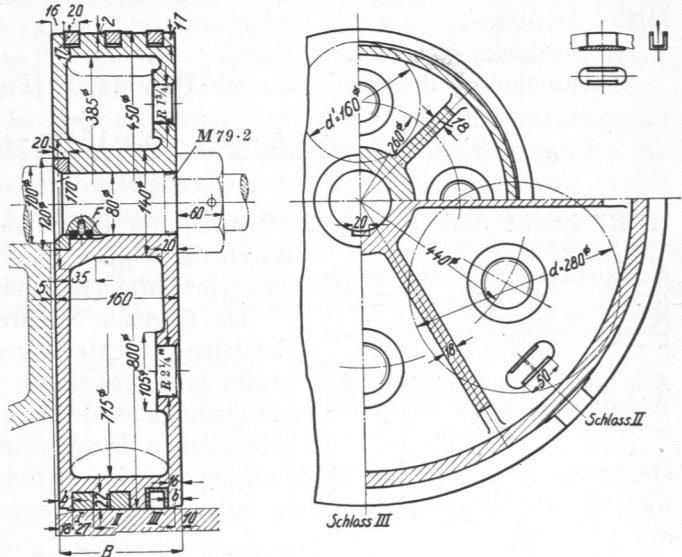


Abb. 1000. Hoch- und Niederdruckkolben der Pumpmaschine
Tafel I. M. 1:10.

Auflagefläche, entsprechend 109,3 mm Außendurchmesser haben müßten. Gewählt 120 mm. Nabendurchmesser mindestens $1,6 \cdot 80 = 128$, abgerundet auf 140 mm.

Wegen der größeren Abmessungen werde zunächst der Niederdruckkolben durchgebildet. Stirnwände, durch sechs Rippen versteift, näherungsweise nach Formel (270) als kreisförmige, am Rande, eingespannte Platten von je $d = 280$ mm Durchmesser berechnet, vgl. Abb. 1000. Die Wandstärke wird mit $p = 2,7$ at Überdruck, sowie $k_b = 250$ kg/cm²:

$$s = \sqrt{\frac{0,75 d^2 \cdot p}{4 k_b}} + a = \sqrt{\frac{0,75 \cdot 28^2 \cdot 2,7}{4 \cdot 250}} + a = 1,3 + a \text{ cm.}$$

Gewählt in Rücksicht auf die Herstellung: am Kolbenkranz 16, an der Nabe 20, im Mittel 18 mm.

Kranzstärke 42,5 mm.

Nachrechnung des Kolbens nach Reymann (Formel (271), Abb. 996):

$$\sigma_b = \frac{p_a \cdot H (R - r_n)^2 (2R + r_n)}{r (H^3 - h^3)} = \frac{3,5 \cdot 16 (40 - 7)^2 (80 + 7)}{7 (16^3 - 12^3)} = 320 \text{ kg/cm}^2.$$

In Rücksicht darauf, daß die Formel die Tangentialspannungen und die Versteifung durch die Rippen ganz vernachlässigt und daher zu hohe Beanspruchungen liefert, ist der Wert zulässig.

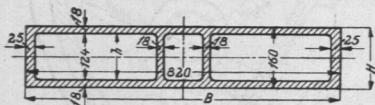


Abb. 1001. Zur Ermittlung des Widerstandsmoments am Niederdruckkolben.

Die folgende Nachrechnung des Kolbens als eine längs des Mittelschnitts eingespannte Platte gemäß Formel (262) ergibt eine wesentlich geringere Beanspruchung. Widerstandsmoment der um die Nabe herumgeführten, wahrscheinlichen Bruchfläche nach Abb. 1001, in der die Kranzstärke unter Abzug der Kolbenringnuten im Mittel mit 25 mm, die Stirnwandstärke und die der Rippen durchweg mit $s = 18$ mm angenommen wurde. Beanspruchung auf Biegung:

Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 \cdot p_a \cdot e}{J} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 \cdot p_a \cdot 6 \cdot H}{(B H^3 - b \cdot h^3)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{40^3 \cdot 3,5 \cdot 6}{(82 \cdot 16^3 - 73,4 \cdot 12,4^3)} \cdot 16 = 73,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck im Zylinder. Das Gewicht des Kolbens errechnet sich zu rund $G = 300$ kg. Unter Einschluß der Kolbenringe ist die eigentliche Tragfläche nach Abb. 1000 $b' = B - 2 \cdot 10 = 140$ mm breit; sie führt unter der Annahme, daß der Kolben entsprechend einem Winkel $\gamma = 60^\circ$ beiderseits der Mittelebene zum Aufliegen kommt, zu:

$$p = \frac{G}{b' \cdot D \sin \gamma} = \frac{300}{14 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,866} = 0,31 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Hochdruckkolben. Der Versuch, den Kolben aus Gußeisen ohne Rippen auszuführen, ergibt unter Heranziehung der Formeln (269) und (266) zu große Stirnwandstärken. Bei einer Kranzstärke von 32,5 mm wird $r_a = 192,5$ mm, mithin:

$$\frac{r_n}{r_a} = \frac{70}{192,5} = 0,364$$

und nach Abb. 65 $\varphi_6 = 1,35$, $\varphi_2 = 0,635$, ferner:

$$P = \pi (R^2 - r_a^2) p_a = \pi (22,5^2 - 19,25^2) \cdot 10,9 = 4630 \text{ kg.}$$

Schließlich würde unter der günstigen Annahme, daß die beiden Stirnplatten gleichmäßig an der Aufnahme der Kräfte teilnehmen, mit $k = 300$ kg/cm²:

$$s' = \frac{s}{\sqrt{2}} = 0,71 \sqrt{\frac{\varphi_6 p \cdot r_a^2 + \varphi_2 \cdot P}{k}} = 0,71 \sqrt{\frac{1,35 \cdot 10,9 \cdot 19,25^2 + 0,635 \cdot 4630}{300}} = 3,75 \text{ cm.}$$

Es wurden deshalb vier Rippen angenommen und die Stirnwände zwischen den Rippen und dem Kranz näherungsweise als kreisförmige, eingespannte Platten von $d' = 160$ mm Durchmesser nach (270) berechnet. Überdruck $p = 12$ at, $k_b = 250$ kg/cm².

$$s = \sqrt{\frac{0,75(d')^2 \cdot p}{4 k_b}} + a = \sqrt{\frac{0,75 \cdot 16^2 \cdot 12}{4 \cdot 250}} + a = 1,57 + a \text{ cm.}$$

Gewählt $s = 18$ mm, sowohl für die Stirnwände, wie für die Rippen.

Die weitere Berechnung erübrigt sich, da wegen der kleineren Abmessungen des Kolbens bei annähernd derselben Belastung und denselben Wandstärken, wie am Niederdruckkolben, durchweg geringere Beanspruchungen auftreten müssen. Des Vergleichs wegen seien sie im folgenden kurz zusammengestellt: Nachrechnung des Kolbenkörpers nach Reymann (271), $\sigma_b = 142,4$ kg/cm², Nachrechnung des Kolbenkörpers als eine längs des Mittelschnitts eingespannte Platte (262) $\sigma'_b = 54,3$ kg/cm². Gewicht des Kolbens 111 kg. Flächendruck im Zylinder 0,204 kg/cm².

Die konstruktive Durchbildung der beiden Kolben zeigt Abb. 1000. Zur Stützung und Entlüftung der Kerne dienen am Rande verstärkte Kernlöcher auf der Mutterseite der Kolben, zur Sicherung der richtigen, gegenseitigen Lage der Kerne Aussparungen an den äußeren Enden der Rippen. Die Kolben sind an der Lauffläche in der auf Seite 540 beschriebenen Weise abgedreht und zur Wahrung der richtigen Lage gegenüber der Zylinderlauffläche durch Federn F' auf den Kolbenstangen gehalten. Bei einem radialen Spiel im Scheitel des Niederdruckkolbens von $a = 2,5$ mm wird das Maß, um das derselbe beim Nachdrehen verschoben werden muß, rund $\frac{2}{3} \cdot 2,5 = 1,7$ mm. Die Ringe sind durch besondere, in Ausfräsungen in den Nuten liegende Halter aus weicher Bronze, die auf den unteren Dritteln der Kolbumfänge verteilt sind, gegen Wandern geschützt.

2. Pumpenkolben zur Wasserwerkmaschine, Tafel I, Abb. 1002 und 1003. Kolbendurchmesser $D_p = 285$ mm, Hub $s_0 = 800$ mm, Saughöhe 4, Druckhöhe 52 m Wassersäule.

Kolbenstangendurchmesser 75 mm. Werkstoff: Gußeisen.

Bei der Ermittlung des Kolbendrucks ist zu beachten, daß der Kolben auf der einen Seite der Saugspannung von 0,4 at und gleichzeitig auf der anderen der Druckspannung von 5,2 at ausgesetzt ist, so daß die Summe beider Drucke zur Wirkung kommt. In Rücksicht auf den Widerstand und die Verluste sei p_p auf 5,85 at erhöht, womit:

$$P_p = \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot p_p = \frac{\pi}{4} \cdot 28,5^2 \cdot 5,85 \approx 3700 \text{ kg} \text{ wird.}$$

Dazu tritt noch die Massenkraft zur Beschleunigung des eigentlichen Kolbens. Sein Gewicht beträgt etwa $G = 145$ kg, so daß die größte Beschleunigungskraft (vgl. Abschnitt 14) in der hinteren Totlage bei der Kolbengeschwindigkeit $v_{\max} = 2,09$ m/sek

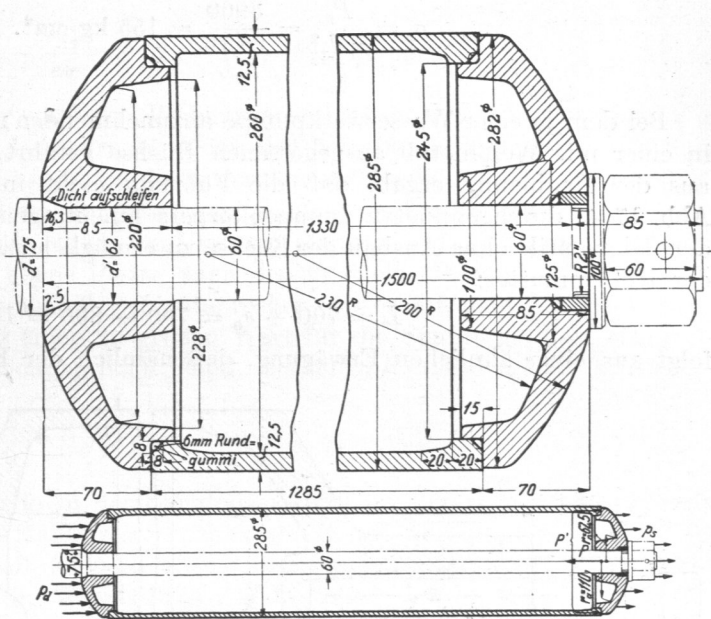


Abb. 1002. Pumpenkolben zur Wasserwerkmaschine Tafel I.
M. 1:5 und 1:20.

und dem Kurbelkreishalbmesser $R_0 = 0,4$ m:

$$\frac{G}{g} \cdot 1,2 \cdot \frac{v^2}{R_0} = \frac{145}{9,81} \cdot 1,2 \cdot \frac{2,09^2}{0,4} = 194 \text{ kg}$$

wird. Insgesamt wirken also ungünstigstenfalls $3700 + 194$ rund $P'_p = 3900$ kg auf den Kolben.

Die Stange ist in Abb. 1002 durch den Kolben hindurchgeführt und zur Anpressung der beiden Deckel, die den Kolben abschließen, benutzt. Ausgehend von dem in Beispiel 1 des Abschnitts 12 über Kolbenstangen berechneten Durchmesser $d = 75$ mm müßte der Kegel am vorderen Ende bei $p = 400$ kg/cm² Auflagepressung auf Gußeisen eine Druckfläche von:

$$f = \frac{P'_p}{p} = \frac{3900}{400} = 9,75 \text{ cm}^2,$$

senkrecht zur Stangenachse gemessen, bekommen. Daraus folgt der Stangenquerschnitt f' im Innern des Kolbens:

$$f' = \frac{\pi}{4} d^2 - f = \frac{\pi}{4} 7,5^2 - 9,75 = 34,5 \text{ cm}^2,$$

entsprechend $d' = 6,6$ cm Durchmesser. Gewählt $d' = 62$ mm in der Nabe unter Verminderung auf 60 mm im Kolben. Gewinde am hinteren Ende 2'' Rohrgewinde, mit 59,6 äußeren und $d_1 = 56,6$ mm Kerndurchmesser. Zugbeanspruchung des Kernes:

$$\sigma_z = \frac{P'_p}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{3900}{25,16} = 155 \text{ kg/cm}^2. \text{ Niedrig.}$$

Bei dem in einer Wasserwerkpumpe anzunehmenden reinen Wasser wurde der Kolben in einer mit Weißmetall ausgegossenen Büchse geführt, deren Länge sich zu 700 mm aus der Bedingung ergab, daß die Führung nicht in die senkrechten Teile des in Abb. 1724, durchgebildeten Pumpenkörpers hineinragen sollte, um das Herausnehmen der Saugventile ohne Ausbau der Büchse zu ermöglichen. Die Kolbenlänge einschließlich der Kolbenmutter:

$$L = 700 + s_0 = 700 + 800 = 1500 \text{ mm}$$

folgt aus einer ähnlichen Erwägung, daß nämlich der Kolben in den beiden Totlagen gerade mit den Endflächen der Laufbüchse abschneiden soll. Dadurch läßt sich das hintere Saugventil in der vorderen Lage des Kolbens ohne weiteres herausnehmen, das vordere freilich nur nach dem Lösen der Kolbenstange in der Kupplung und nach dem Herausziehen des Kolbens. Das setzt einen genügend großen freien Raum hinter der Pumpe voraus!

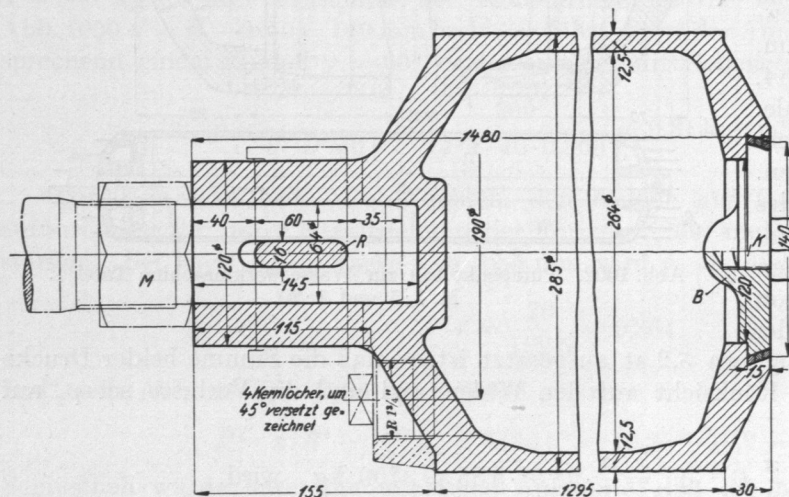


Abb. 1003. Pumpenkolben zur Wasserwerkmaschine Tafel I. M. 1 : 5.

Vorteilhafter ist in der Beziehung die Ausführung nach Abb. 1003, bei der die Stange durch einen Riegel R mit dem vorderen Ende des Kolbens verbunden ist. R kann nach Abnehmen des Deckels am Pumpenkörper

leicht gelöst werden. Schiebt man dann den Kolben in die hintere Totlage, so ist das vordere Saugventil frei.

Der Kolben Abb. 1002 ist des leichteren Gießens wegen in einen rohrförmigen mittleren Teil und zwei Deckel gleichen Modells zerlegt. Wandstärke des Mittelteils nach der für Rohrwandungen bei stehendem Guß gültigen Formel (154a):

$$s_1 = \frac{1}{60} D_p + 0,7 \text{ cm} = \frac{28,5}{60} + 0,7 = 1,2 \text{ cm}.$$

Tangentiale Beanspruchung durch den Flüssigkeitsdruck beim Druckhube $p'_p \approx 5,4$ at nach Formel (61):

$$\sigma_{d1} = \frac{D_p}{2} \cdot \frac{p_p}{s} = \frac{28,5}{2} \cdot \frac{5,4}{1,2} = 64,1 \text{ kg/cm}^2.$$

Druckbeanspruchung durch die Kolbenkraft in der Längsrichtung:

$$\sigma_{d2} = \frac{P_p}{\frac{\pi}{4}(D_p^2 - D_1^2)} = \frac{3700}{\frac{\pi}{4}(28,5^2 - 26,1^2)} = 36 \text{ kg/cm}^2.$$

Treten die beiden Beanspruchungen gleichzeitig auf, wie es beim Rückgang des Kolbens der Fall ist, so vermindert sich die aus der größten auftretenden Dehnung berechnete Anstrengung der Wandung nach der Formel auf Seite 45 unten bei einer Querdehnungszahl $m = 3,3$ auf:

$$\sigma = \sigma_{d1} - \frac{\sigma_{d2}}{m} = 64,1 - \frac{36}{3,3} = 53,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Kolbendeckel sind der größeren Widerstandsfähigkeit wegen außen kugelig gewölbt und am ungünstigsten beansprucht, wenn das betreffende Kolbenende im Saughube steht. Nach Abb. 1002 unten ist dann der hintere Deckel

a) der gleichmäßig verteilten Saugspannung p_s ausgesetzt und muß

b) den Rest der Kolbenkraft P' , die am Umfange angreift, auf die Stange übertragen. Berechnet man ihn als eine ebene Platte nach den Formeln (71) und (67) oder (266), die dem vorliegenden Belastungsfall gut entsprechen, so erhält man infolge Vernachlässigung der Wölbung sicher einen zu großen Wert für die Spannung, darf also in bezug auf die zulässige Beanspruchung hoch gehen. Sie sei zu $k = 400 \text{ kg/cm}^2$ (schwellend) angenommen.

$$\frac{r_n}{r_a} = \frac{62,5}{110} = 0,569; \quad \varphi_6 = 0,48; \quad \varphi_2 = 0,31.$$

Wird p_s wegen der Widerstände in der Saugleitung und im Ventil mit 0,45 angesetzt, so ist die auf der Fläche vom Halbmesser r_a wirksame Kraft von $\pi \cdot r_a^2 \cdot p_s = \pi \cdot 11^2 \cdot 0,45 \approx 170 \text{ kg}$ von der Kolbenkraft 3900 kg abzuziehen, um die Randkraft $P' = 3730 \text{ kg}$ zu bekommen. Damit wird die Wandstärke des Deckels:

$$s = \sqrt{\frac{\varphi_6 \cdot p_s \cdot r_a^2 + \varphi_2 P'}{k}} = \sqrt{\frac{0,48 \cdot 0,45 \cdot 11^2 + 0,31 \cdot 3730}{400}} = 1,72 \text{ cm}.$$

Ausgeführt: an der Nabe 25, außen rund 20 mm.

Die konstruktive Gestaltung des Kolbens ist aus Abb. 1002 ersichtlich. Die drei Teile lassen sich ohne Schwierigkeit gießen, sind zentrisch zusammengepaßt und durch Rundgummischnüre an den Deckelumfängen und am hinteren Stangenende, am Kolbenstangenkegel aber durch Einschleifen sorgfältig abgedichtet. Das ist wichtig, weil sonst das Kolbeninnere als Luftsack wirkt und Stöße beim Betrieb der Pumpe bedingt und weil im Falle der Füllung des Kolbens mit Wasser die zu beschleunigenden Massen und das Gewicht des Kolbens beträchtlich wachsen, das für die Reibung in der Führungsbüchse und deren Abnutzung maßgebend ist.

Dadurch, daß der Kolben mit Luft gefüllt ist, entsteht ein Auftrieb, der den Druck auf die Führung unter Einrechnung des im Innern liegenden Teiles der Stange (30 kg), entsprechend der vom Kolben verdrängten 88 l Wasser auf $175 - 88 = 87$ kg ermäßigt.

3. Niederdruckkolben einer Lokomotive, Zusammenstellung 110 lfd. Nr. 13. aus Flußstahl geschmiedet, beim Anfahren einen Dampfdruck von $p = 6,5$ at ausgesetzt.

Maßgebend ist die Spannung an der Ansatzstelle der Kolbenscheibe an der Nabe nach Formel (266).

$$\frac{r_n}{r_a} = \frac{7,6}{30,3} = 0,251.$$

a) Wirkung des gleichmäßig verteilten Dampfdruckes von $p = 6,5$ at:
Nach Abb. 65 ist $\varphi_6 = 2,24$ und somit:

$$\sigma_1 = \varphi_6 \cdot \frac{p \cdot r_a^2}{s^2} = 2,24 \cdot \frac{6,5 \cdot 30,3^2}{3^2} = 1485 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Wirkung der Randbelastung, berechnet aus dem Zylinderdurchmesser von $D = 700$ mm:

$$P = \frac{\pi}{4} (D^2 - (2r_a)^2) \cdot p = \frac{\pi}{4} (70^2 - 60,6^2) \cdot 6,5 = 6270 \text{ kg}.$$

$$\varphi_2 = 0,95; \quad \sigma_2 = \varphi_2 \frac{P}{s^2} = 0,95 \cdot \frac{6270}{3^2} = 662 \text{ kg/cm}^2.$$

An der Nabe summieren sich die beiden Spannungen zu:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 2147 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Berechnung des Kolbens nach der Näherungsformel (262) würde zu einer ganz falschen Beurteilung der Spannungen und ihrer Verteilung führen. Die Vorstellung, daß eine Kolbenhälfte längs eines Meridianschnittes eingespannt sei, würde die Linie II , Abb. lfd. Nr. 13 der Zusammenstellung 110, als Nulllinie und die größten Spannungen $\sigma_{b \max}$ an den Stirnflächen des Kranzes erwarten lassen. Mit dem unter Ausschluß der Nabe ermittelten Trägheitsmoment von rund $J = 1740 \text{ cm}^4$ wird:

$$\sigma_{b \max} = \frac{2}{3} \frac{R^3 \cdot p}{J} \cdot e = \frac{2}{3} \frac{35^3 \cdot 6,5}{1740} \cdot 6,5 = 694 \text{ kg/cm}^2.$$

Ganz unrichtig wäre, wenn man auf Grund der eben besprochenen Vorstellung versuchen wollte, das Kolbengewicht herabzusetzen. Das gleiche Trägheitsmoment ließe sich nämlich unter Verkleinerung der Scheibenstärke auf $s' = 20$ mm durch eine geringe Verstärkung des Kranzes erreichen. Durch Herabsetzen der Scheibenstärke von 30 auf 20 mm sinkt das Trägheitsmoment des Kolbens um:

$$\frac{60,6 \cdot 3^3}{12} - \frac{60,6 \cdot 2^3}{12} = 96 \text{ cm}^4,$$

was sich durch Verstärken des Kranzes um $x = 0,27$ cm ausgleichen läßt, wie aus:

$$2 \cdot x \cdot \frac{13^3 - 3^3}{12} = 96$$

folgt. Das würde aber eine Erhöhung der Spannung in der Kolbenscheibe an der Nabe auf rund:

$$\sigma \left(\frac{s}{s'} \right)^2 = 2147 \cdot \left(\frac{3}{2} \right)^2 = 4840 \text{ kg/cm}^2$$

bedingen, also ganz unzulässig sein. Verfasser führt das Beispiel nur an, um zu zeigen, zu welchen Folgen falsche Vorstellungen und Berechnungsgrundlagen führen können.

4. Bei der Nachrechnung des von Bach [XI, 8] untersuchten Kolbens, Abb. lfd. Nr. 7 der Zusammenstellung 110, mit $i = 6$ Rippen, bei dem der erste Riß an einem

der Rippenlöcher bei $p = 36,5$ at entstand, ergeben sich nach Pfeleiderer (vgl. S. 558 und Abb. 997) die folgenden Einzelwerte: $R = 49,8$, $r = 22$, $x = 25,5$, $H = 21$ cm und an dem Sektorquerschnitt:

$$J = 10790, \quad J' = 177 \text{ cm}^4, \quad F = 70,1 \text{ cm}^2, \quad c = 8,63 \text{ cm},$$

$$M_b = \frac{\pi}{32} (R - x)^2 (2R + x) p = \frac{\pi}{3 \cdot 6} (49,8 - 25,5)^2 (2 \cdot 49,8 + 25,5) 36,5 = 4708500 \text{ kg cm},$$

$$A = \frac{\pi}{i} (R^2 - v^2) p = \frac{\pi}{6} (49,8^2 - 22^2) \cdot 36,5 = 36500 \text{ kg}$$

und die Spannung:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M_b H}{J \cdot 2} + \frac{A \cdot l_1}{4} \left(\frac{1}{c \cdot F} + \frac{c - \frac{w}{2}}{J'} \right) = \frac{4708500 \cdot 21}{10790 \cdot 2} \\ &+ \frac{36500 \cdot 7}{4} \left(\frac{1}{8,63 \cdot 70,1} + \frac{8,63 - \frac{7}{2}}{177} \right) = 460 + 1950 = 2410 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

An vier aus dem Kolben herausgearbeiteten Zugstäben hatte sich im Mittel $K_z = 2180 \text{ kg/cm}^2$ Festigkeit ergeben.

5. Nachrechnung des Kraftwagenmotorkolbens, Abb. 978. Größter auftretender Kolbendruck P bei $p = 25$ at Zündspannung:

$$P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 10,5^2 \cdot 25 = 2160 \text{ kg}.$$

Beanspruchung des Kolbenbodens, als Kugelschale von $\frac{D_a}{2} = 165$ mm Halbmesser und $s = 5$ mm Wandstärke betrachtet, nach Formel (54) ohne Berücksichtigung der Verstärkungsrippe:

$$\sigma_a = \frac{D_a \cdot p}{4s} = \frac{33 \cdot 25}{4 \cdot 0,5} = 412 \text{ kg/cm}^2.$$

Als ebene, am Rande eingespannte Platte von $r_a = 45$ mm Halbmesser nach Formel (64) berechnet, ergibt sich ein oberer Wert von:

$$\sigma = \pm 0,75 \cdot p \cdot \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 0,75 \cdot 25 \cdot \frac{4,5^2}{0,5^2} = \pm 1520 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck längs der Gleitfläche unter Benutzung der Formel (259) bei Abzug der Aussparung am Bolzensitz:

$$p = \frac{P}{8,7 \cdot D \cdot l_2} = \frac{2160}{8,7 \cdot 10,5 (13,6 - 2,6)} = 2,15 \text{ kg/cm}^2.$$

Unter Abzug der vier Kolbenringnuten steigt er auf $2,75 \text{ kg/cm}^2$.

Auflagedruck am Kreuzkopfbolzen. Werkstoff: gehärteter, geschliffener Stahl.

$$p_{\max} = \frac{P}{b \cdot d} = \frac{2160}{6,5 \cdot 2,4} = 138 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegebeanspruchung nach Belastung lfd. Nr. 16, Zusammenstellung 5, S. 28, bei $L = 100$ mm Gesamtzapfenlänge:

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot L}{8 \pi \frac{d^4 - d_i^4}{d}} = \frac{32 \cdot 2160 \cdot 10 \cdot 2,4}{8 \pi (2,4^4 - 1,5^4)} = 2350 \text{ kg/cm}^2.$$