

den tiefsten Punkten der Leitung sind Kondenstöpfe anzuschließen oder an geeigneten Punkten, insbesondere dicht vor den angeschlossenen Maschinen Wasserabscheider zur Ableitung des Niederschlags einzuschalten.

Wasserleitungen sind an den höchsten Punkten mit Entlüftungsvorrichtungen zu versehen.

VIII. Schutz der Rohrleitungen gegen Ausstrahlung.

Ungeschützte Leitungen für warme Flüssigkeiten oder Dämpfe geben an die kältere Luft beträchtliche Wärmemengen ab. Sollen die so entstehenden Verluste beschränkt werden, so müssen die Leitungen isoliert, mit einem die Wärme schlecht leitenden Stoff umgeben werden. Als solche kommen Kieselgur, Asbest, Kork, Torf, Haare usw., in Betracht, die entweder für sich allein oder miteinander gemischt verwendet werden. Die Masse wird durch Lehm, Kartoffelmehl und Wasser plastisch gemacht, schichtweise auf die heißen Rohrleitungen aufgetragen und nach dem Trocknen durch eine Umwicklung gegen Herabfallen gesichert, oder sie wird in Form von Steinen und Schalen aufgebracht. Wichtig ist, auch die Flansche gegen Ausstrahlung zu schützen, sie aber andererseits zugänglich zu halten. Diesem Zwecke dienen abnehmbare Kappen oder verschiebbare Umhüllungen.

Neunter Abschnitt.

Absperrmittel.

Absperrmittel dienen zum zeitweiligen Unterbrechen eines Flüssigkeits-, Gas- oder Dampfstromes. Je nach Art der Bewegung der abdichtenden Flächen gegeneinander teilt man sie ein in:

I. Ventile, II. Klappen, III. Schieber und IV. Hähne.

Bei den Ventilen und Klappen wird die Öffnung durch Abheben des abschließenden Teiles freigegeben, und zwar bei den Ventilen durch eine geradlinige Bewegung senkrecht zum Sitz, bei den Klappen durch eine Drehung um eine seitlich liegende Achse.

An den Schiebern und Hähnen gleiten die Dichtflächen unter geradliniger oder drehender Bewegung aufeinander.

Die wichtigsten Gesichtspunkte bei der Gestaltung und Beurteilung der Absperrmittel sind:

1. Es muß ein sicherer und dauernd dichter Abschluß möglich sein. Je nach der Art und dem Druck der abzusperrenden Flüssigkeiten, Dämpfe oder Gase sind die Werkstoffe der abdichtenden Flächen und Teile: Metall, Leder, Gummi, Holz usw. so zu wählen, daß sie durch die mechanischen oder chemischen Einwirkungen nicht oder nur in ganz geringem Maße angegriffen werden. Manchmal finden sich zwei Stoffe, z. B. am Fernisventil Metall und Leder, gleichzeitig verwandt, der eine zur Aufnahme der Flächenpressung im Sitz, der andere zur Erzielung einer sicheren Abdichtung. Die gleitende Bewegung macht die Schieber und Hähne nur für reine Flüssigkeiten und Gase geeignet; Unreinigkeiten führen rasch zu starkem Verschleiß und Undichtheit.

2. Der Flüssigkeitsstrom soll möglichst wenig Geschwindigkeits- und Richtungsänderungen erfahren, damit die Bewegungswiderstände und Druckverluste klein ausfallen. Das ist um so wichtiger, je schwerer die Flüssigkeit, je größer die Geschwindigkeit und je geringer der Betriebsdruck ist. Schieber und Hähne, die den vollen Querschnitt ohne Ablenkung freigeben, sind in dieser Beziehung den Ventilen und Klappen überlegen.

3. Die einzelnen Teile, besonders die abdichtenden Flächen, müssen zum Reinigen und Nacharbeiten leicht zugänglich und, wenn starker Verschleiß zu erwarten ist, auswechselbar sein.

4. Die Absperrvorrichtungen sollen sich in normale Rohrleitungen einbauen lassen und geringen Raum beanspruchen.

5. An selbsttätigen Ventilen sind die Vorgänge beim Öffnen und Schließen sorgfältig zu berücksichtigen. Die bewegten Teile müssen um so kleinere Gewichte und Hübe erhalten, je rascher sie arbeiten sollen.

I. Ventile.

Je nach dem Zweck und der Art der Betätigung unterscheidet man:

A. Absperrventile. (Ventile in Rohrleitungen.) Die Betätigung geschieht meist von Hand.

B. Selbsttätige Ventile. (Ventile an Pumpen, Kompressoren, Gebläsen usw.) Das Öffnen und Schließen erfolgt von selbst, je nachdem der Druck unter oder über dem Ventilteller größer ist.

C. Gesteuerte Ventile. (Ventile an Dampf-, Gasmaschinen usw.) Die Bewegung der Ventile wird ganz oder teilweise durch einen besonderen Antrieb beherrscht.

D. Ventile für Sonderzwecke. (Sicherheits-, Rohrbruch-, Druckminderventile usw.)

A. Absperrventile.

1. Teile eines Absperrventils.

Die Teile eines Absperrventils, der Teller, der Sitz, die Spindel mit Führung und Stopfbüchse und der Ventilkörper sollen im folgenden einzeln besprochen werden.

Nach Abb. 734 werde die Öffnung, die sich bei gehobenem Ventilteller zwischen den Sitzflächen a und b bildet, als Ventilsplatt, die engste Stelle der Öffnung, durch die die Flüssigkeit zuströmt und die gewöhnlich in Höhe der Sitzfläche a liegt, als Sitzweite bezeichnet. Sinngemäß seien der mit dem Hub veränderliche Spalt- und der unveränderliche Sitzquerschnitt unterschieden.

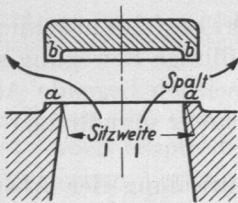


Abb. 734. Ventil geöffnet.

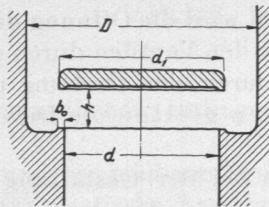


Abb. 735. Tellerventil mit ebenem Sitz.

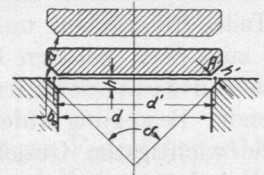


Abb. 736. Tellerventil mit kegeligem Sitz.

2. Durchbildung des Tellers und des Sitzes.

Sie werde an einem einfachen Ventil mit rundem Teller und ebenen Sitzflächen, Abb. 735, gezeigt. Damit die Geschwindigkeit in dem zylindrischen Spalt zwischen den Sitzflächen die gleiche wie im Sitzquerschnitt ist, muß der Hub:

$$h = \frac{d}{4} \quad (167)$$

sein, wie ohne weiteres aus dem Gleichsetzen der beiden Durchflußquerschnitte:

$$\pi \cdot d \cdot h = \frac{\pi d^2}{4}$$

folgt. Die Sitzbreite b_0 wird, soweit es Herstellung und Auflagedruck p_0 gestatten, möglichst schmal gewählt, um das Ventil leichter einschleifen zu können und um den zur Dichtheit nötigen Anpreßdruck klein zu halten.

Die Flächenpressung p_0 zufolge des auf dem Teller lastenden Drucks ergibt sich, wenn d_m den mittleren Sitzflächendurchmesser bedeutet und die Sitzbreite b_0 gering ist, genügend genau aus:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot p = \pi \cdot d_m \cdot b_0 \cdot p_0. \quad (168)$$

Bei kegeliger Sitzfläche muß die Projektion b_0 senkrecht zur Druckrichtung, Abb. 736, eingesetzt werden.

Zulässige Werte für p_0 , die übrigens, wie später gezeigt ist, durch das Anziehen der Spindel beim Schließen der Ventile noch wesentlich erhöht werden, sind an Absperrventilen, an denen die Sitzflächen nicht aufeinander arbeiten, bei

weichem Gummi	$p_0 \leq$	15 kg/cm ²
Leder	$p_0 \leq$	80 „
Rotguß	$p_0 \leq$	150 „
Bronze	$p_0 \leq$	200 „
Phosphorbronze	$p_0 \leq$	250 „
Nickel	$p_0 \leq$	300 „

Hat man hiernach b_0 und je nach der konstruktiven Ausbildung des Tellers dessen äußeren Durchmesser d_1 , Abb. 735, festgelegt, so ergibt sich der Gehäusedurchmesser D aus der Bedingung, daß zwischen der Wand und dem Teller mindestens der Rohrquerschnitt vorhanden sein muß:

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} d^2.$$

Setzt man $d \approx d_1$, so folgt:

$$\begin{aligned} D^2 &= 2 d_1^2, \\ D &\approx 1,4 d_1. \end{aligned} \quad (169)$$

Gewöhnlich wird der Hub und der Raum um das Ventil herum etwas reichlicher gewählt, um geringere Ablenkungen und weniger Wirbelungen zu bekommen. Der Gang der Berechnung ist bei allen andern Ventilformen sinngemäß der gleiche. Aufmerksam sei auf das folgende gemacht. Rippen oder Führungen am Sitz oder Teller verengen die Durchtrittsquerschnitte bei kleinen Ventilen um 20 bis 30% und sind sorgfältig zu berücksichtigen. Sind i Rippen von der Breite b' vorhanden, so nehmen sie bei h cm Hub $i \cdot b' \cdot h$ cm² vom Spaltquerschnitt weg. Kegelige Dichtflächen, normrecht nach DIN 254 mit einem Kegelwinkel δ von 90°, Abb. 736, geben bei geringen Hübren um so kleinere Querschnitte frei, je kleiner δ ist. Für den Durchgang kommt nur das von der Kante A des Tellers auf die Sitzfläche gefällte Lot h' oder bei größeren Hübren die Länge der Verbindungslinie a in Betracht, so daß der freigegebene Querschnitt $f' = \pi \cdot d' \cdot h'$, bzw. $\pi \cdot d' \cdot a$ ist, wenn d' den mittleren Spaltdurchmesser bedeutet. Solange das Lot h' gilt, wird mit

$$h' = h \cdot \sin \frac{\delta}{2} \quad \text{und} \quad d' = d + h' \cos \frac{\delta}{2},$$

$$f' = \pi \cdot \left(d + h \cdot \sin \frac{\delta}{2} \cdot \cos \frac{\delta}{2} \right) \cdot h \cdot \sin \frac{\delta}{2},$$

oder bei dem üblichen Wert $\frac{\delta}{2} = 45^\circ$

$$f' = 2,22 \left(d + \frac{h}{2} \right) \cdot h. \quad (170)$$

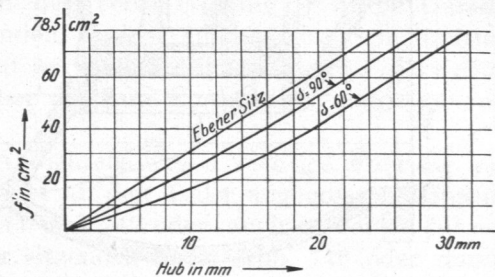


Abb. 737. Durchtrittsquerschnitte in Abhängigkeit vom Hub bei ebenen und kegeligen Sitzflächen eines Ventils von 100 mm lichter Weite.

Abb. 737 zeigt die Verhältnisse in einem bestimmten Falle: für ein Ventil ohne Rippen von $d = 100$, $b_0 = 5$, also $d_1 = 110$ mm und 78,5 cm² Sitzquerschnitt wurden die Spaltquerschnitte als Ordinaten zu den verschiedenen Hübren für den ebenen und für kegelige Sitze mit $\delta = 90$ und 60° aufgezeichnet. Der volle Querschnitt wird bei 25 bzw. 28,2 und

das auf der Planscheibe befestigte Gehäuse langsam umläuft. Büchse und Sitz dreht man erst nach dem Befestigen auf genaues Maß ab.

Durch Heißdampf wird Bronze rasch angegriffen; bewährt haben sich für denselben Ringe aus einer Nickellegierung mit gleicher Ausdehnungszahl wie der Stahlguß der Ventilkörper, die in schwalbenschwanzförmige oder hinterschnittene Nuten im Gehäuse und im Teller eingetrieben werden, Abb. 739 und 740. Weiche, für Wasser und Dampf von geringem Druck und niedriger Temperatur benutzte Dichtungen, z. B. Ringe aus Gummi- oder Jenkinsmasse können in einer Nut nach Abb. 741 Vulkanfiber- oder Lederscheiben durch eine Platte, Abb. 742, festgehalten werden.

Metallische Sitzflächen müssen der Dichtheit wegen mit feinem Schmirgel oder Glaspulver sorgfältig aufeinander aufgeschliffen werden. Zur Verhütung von Gratbildung sollen sie genau gleich breit sein, was man z. B. nach Abb. 747 durch seitliches Ab- und Eindrehen des Tellers bei *a* erreicht. Für die Handhabung beim Einschleifen und zum Herausnehmen erhält der Teller zweckmäßig ein Gewinde, in das ein Handgriff eingeschraubt werden kann. Vgl. auch Abb. 743, die das Einschleifen des Steuerventils eines Verbrennungsmotors mittels eines Schraubenziehers zeigt. Von Zeit zu Zeit hebt man das Ventil durch einen Druck auf die Spindel an, um das Schleifmittel neu zu verteilen. Jenkins Bros. ermöglichen das Nachschleifen des Sitzes mittels der Ventilspindel selbst, Abb. 744, indem der Teller nach dem Lösen der Verschraubung *A* durch Durchstecken eines Stiftes *S* mit der Spindel verbunden wird. Nachdem das Schleifmittel auf den Sitz gebracht ist, zieht man *A* nur leicht an, so daß sich die Spindel samt dem Deckel *D* noch gut drehen läßt, gleichzeitig aber die zum Einschleifen nötige genaue Führung bei *B* findet.

Sonst gewinnt man die auch des sicheren Abdichtens wegen wichtige Führung auf verschiedene Weise: entweder durch drei oder vier an den Teller angegossene Rippen, die sich im Sitz, Abb. 761, im Gehäuse, Abb. 741 und 742 oder auch in beiden führen können, Abb. 745, oder durch einen am Teller sitzenden Stift, Abb. 746 oder durch zylindrische Führungen im Oberteil des Ventilkörpers, Abb. 739.

An den Dinormventilen findet der Teller die Führung in der Sitzbohrung, in die er um ein geringes mit Grobsitzpassung hineinreicht, Abb. 764a—c.

Besonders bei unregelmäßigem, stoßweisem Betrieb, wie er unter anderem bei den Absperrventilen für Dampfmaschinen vorliegt, ist sowohl auf reichlich lange Führung, namentlich im gehobenen Zustande des Tellers, wie auch darauf zu sehen, daß sich bei der Betätigung des Ventiles kein Grat bilden kann. Deshalb sind die oberen Rippen in Abb. 745 eingedreht, während die unteren in Abb. 761 aus der Führung hervorstehen.

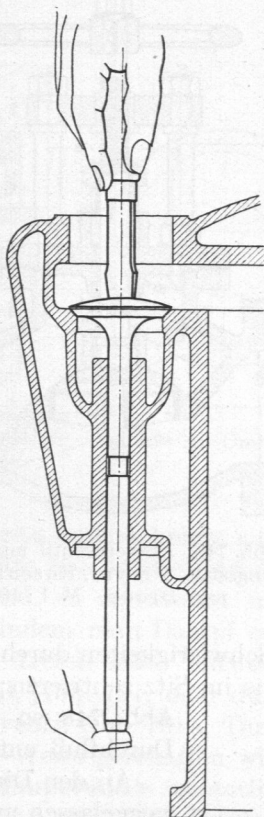


Abb. 743. Einschleifen eines Steuerventils.

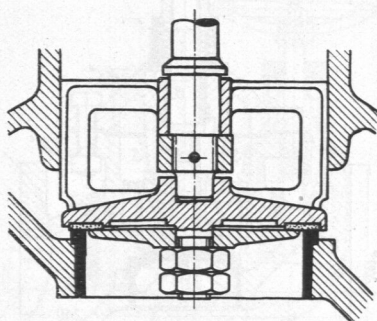


Abb. 742. Absperrventil, Dreyer, Rosenkranz und Droop.

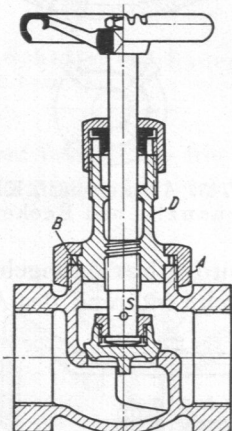


Abb. 744. Jenkinsventil.

Seitlich von den Rippen des gehobenen Tellers muß im Ventilkörper genügender Querschnitt für den Durchtritt der Flüssigkeit vorhanden sein.

Rippen verziehen sich bei höheren Wärmegraden leicht und führen dadurch zu Klemmungen. Paßt man sie deshalb mit Spiel ein, so werden die Teller bei größeren Durchflußgeschwindigkeiten und besonders bei einseitiger Ablenkung des Stromes oft heftig hin- und hergeschlagen oder in Drehung versetzt. Die Rippen nutzen sich dabei rasch ab und brechen leicht. Manche Firmen vermeiden sie deshalb im Flüssigkeitsstrom (obere Rippenführung). Schäffer

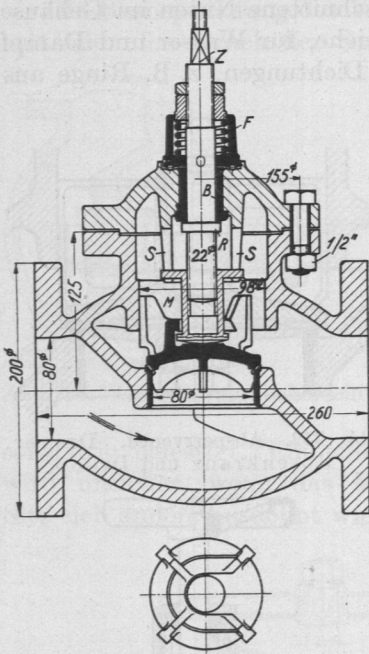


Abb. 745. Absperrventil, Klein, Schanzlin und Becker.

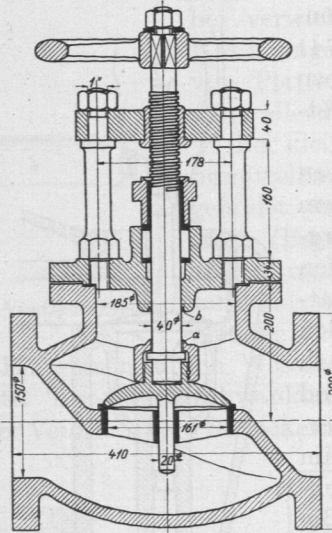


Abb. 746. Absperrventil mit Führungsstift, Dreyer, Rosenkranz und Droop. M. 1:10.

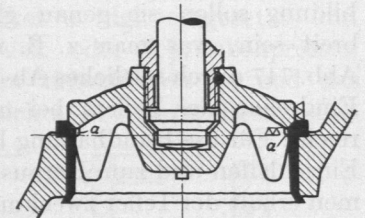


Abb. 747. Ventilteller mit kurzen Rippen, Schäffer und Budenberg.

und Budenberg umgehen die Schwierigkeiten durch kurze Rippen, Abb. 747, die den Teller nur während des Aufsetzens im Sitz zentrieren; Wiß bildet den Ventilkörper nach Abb. 748 so aus, daß am Sitz symmetrischer Durchfluß entsteht.

An den Dinormventilen sind die Rippen ganz weggelassen und die Führung der kräftigen Spindel, beim Aufsetzen aber dem Teller übertragen, der mit geringem Spiel in die Sitzbohrung paßt.

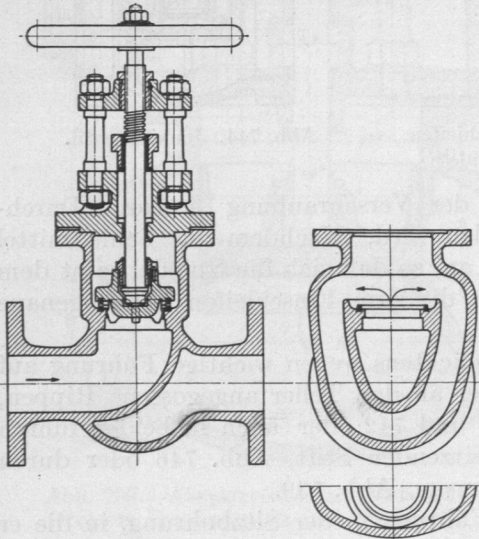


Abb. 748. Wißventil, Schäffer und Budenberg.

3. Spindeln und Stopfbüchsen.

Der Teller wird durch die meist mit Gewinde versehene Ventilspindel bewegt und so das Ventil geöffnet und geschlossen. Die Verbindung zwischen Spindel und Teller muß einerseits geeignet sein, die auftretenden Kräfte zu übertragen, andererseits aber eine gewisse Beweglichkeit gestatten, damit der Teller sich dem Sitz anpassen kann und beim Drehen der Spindel nicht mitgenommen wird. Entscheidend ist, ob der Druck bei geschlossenem Ventil in Richtung der Spindel, von oben oder ihr entgegen, von unten auf den Teller wirkt. Im

zweiten Fall wird die Spindel auf Knickung beansprucht; für die Übertragung der Kraft genügen aber einfache Verbindungen nach Abb. 749, bei welchen der Splint lediglich das Abfallen des Tellers verhütet. Im ersten Fall, in dem die Spindel beim

Öffnen Zugkräften ausgesetzt ist, empfehlen sich Ausführungen nach Abb. 741 mit seitlich eingeschobenem Kopf — wobei jedoch die Übertragung der Zugkraft nicht genau axial stattfindet — oder nach Abb. 750, bei größeren Kräften nach 746 oder 747. Von oben auf den Teller wirkender Druck unterstützt die Abdichtung, hat aber den Nachteil, daß die Stopfbüchse dauernd, also auch bei geschlossenem Ventil unter Druck steht. Viele Ventile, z. B. in Ringleitungen eingebaute, müssen geeignet sein, den Druck bald von

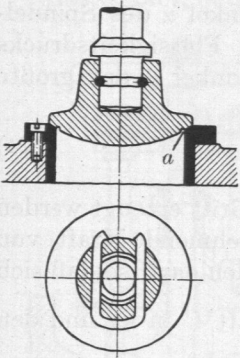


Abb. 749. Verbindung zwischen Ventilspindel und Teller durch Splint.

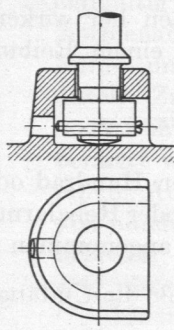


Abb. 750. Verbindung zwischen Ventilteller und -spindel.

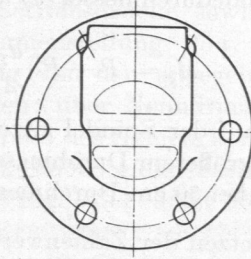


Abb. 751. Umlaufventil, Schäffer und Budenberg. M. 1 : 5.

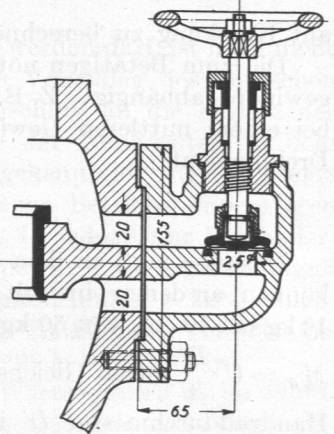


Abb. 751a. Voröffnungsventil.

der einen, bald von der anderen Seite aufzunehmen, sind also auf beide Fälle hin durchzubilden. Werden die Spindelkräfte bei hoher Betriebsspannung oder bei großen Abmessungen der Teller zu bedeutend, so entlastet man den letzteren vor dem Anheben, indem man Dampf oder Flüssigkeit auf die andere Seite treten läßt; entweder durch ein besonderes Umlaufventil, Abb. 751, oder durch ein an der Spindel sitzendes Hilfsventil Abb. 751a. Durch den Druckausgleich, der auf diese Weise geschaffen wird, erleichtert man das Öffnen des Hauptventils wesentlich. An den Dinormventilen, Abb. 764d, soll der Betriebsdruck normalerweise auf den Teller von unten her wirken, ein Umlaufventil aber stets dann angeordnet werden, wenn der Druck unterhalb des Kegels ≥ 4000 kg ist. Die Verbindung des Tellers mit der Spindel, deren Druckpunkt möglichst in der Ebene der Sitzfläche liegen soll, ist durch einen geteilten Ring und eine sorgfältig gesicherte Überwurfschraube hergestellt.

Als Werkstoffe für die Spindeln kommen Flußstahl, an kleineren Ventilen und wenn starkes Rosten zu befürchten ist, Messing und harte Bronzen in Betracht. Für die Stärke ist die Art der Belastung durch die Längskraft auf Zug, Druck oder Knickung und die Drehbeanspruchung beim Schließen und Öffnen maßgebend, bei kleinen Ventilen die Herstellung.

Die Längskraft in der Spindel ist je nach der Richtung des Flüssigkeitsdruckes auf den Teller verschieden. Wirkt dieser von oben, so wird die Spindel beim Öffnen durch:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d_m^2 \cdot p \text{ kg} \quad (171)$$

auf Zug beansprucht. Beim Schließen muß der Teller der Dichtigkeit wegen kräftig gegen den Sitz mit einer Kraft:

$$P' = \pi \cdot d_m \cdot b_0 \cdot p_0' \quad (172)$$

gepreßt werden, wenn d_m den mittleren Sitzdurchmesser, b_0 die Sitzbreite, p_0' den spezifischen Anpreßdruck bedeutet, den man zu 50 bis 80 at anzunehmen pflegt. P' wirkt auf Druck oder Knickung. Ungünstiger liegen die Verhältnisse, wenn der Flüssigkeitsdruck auf den Teller von unten her wirkt, weil sich bei geschlossenem Ventil P und P' addieren, so daß die Spindel gegenüber:

$$P + P' = \frac{\pi}{4} d_m^2 \cdot p + \pi \cdot d_m \cdot b_0 \cdot p_0' \quad (173)$$

auf Knickung zu berechnen ist.

Die zum Betätigen nötigen Drehmomente sind vom Steigungswinkel α des Spindelgewindes abhängig. Z. B. wird im Fall von unten her wirkenden Flüssigkeitsdrucks bei einem mittleren Gewindedurchmesser d_f und einem Reibungswinkel ϱ das größte Drehmoment:

$$M_d = (P + P') \frac{d_f}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho). \quad (174)$$

Dasselbe muß an dem auf der Spindel sitzenden Handrad oder Griff erzeugt werden können, an denen eine mit größerem Durchmesser oder Hebelarm zunehmende Kraft, von 10 kg bei 10 cm, von 50 kg bei 50 cm Durchmesser angenommen werden darf, so daß sich $M_d = U \cdot \frac{D'}{2}$ durch Gleichsetzen der Zahlenwerte für die Umfangskraft U in kg und den Handraddurchmesser D' in cm, oder:

$$U = D' = \sqrt{2 M_d} \quad (175)$$

ergibt. Das Moment M_d kann durch gewaltsames Aufpressen der Sitzflächen beim Schließen den rechnungsmäßigen Betrag bedeutend überschreiten. Daher ist die Wahl niedriger Beanspruchung k_d in den Spindeln zweckmäßig; sie soll bei

Stahl	400 bis 500 kg/cm ² ,
Bronze und Messing	200 bis 300 kg/cm ²

nicht überschreiten.

Für die Wahl des Steigungsinns des Gewindes gilt die Regel, daß der Schluß der Ventile durch Drehen des Handrades im Sinne des Uhrzeigers erfolgen muß. Bei Einschaltung eines Zahnradvorgeleges sind daher Spindeln mit Linksgewinde zu verwenden, vgl. Abb. 764.

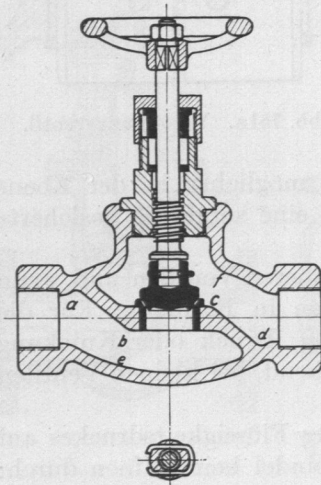


Abb. 752. Durchgangventil, Schäffer und Budenberg.

Das Muttergewinde kann, um die Bauhöhe des Ventiles gering und die Ausführung billig zu machen, in das Gehäuse gelegt werden, Abb. 752 und 744, ist dann aber Unreinigkeiten des Betriebsmittels, dem Ansatz von Kesselstein und Angriffen durch die Flüssigkeit ausgesetzt. Besser ist, die Mutter außen anzuordnen und sie in einem besonderen, gegossenen oder schmiedeeisernen Bügel unterzubringen.

An Gewinden kommt in erster Linie das Trapezgewinde der DIN 103 an Stelle des früher bevorzugten flachen, in zweiter Rundgewinde nach DIN 405 in Frage, namentlich, wenn es innenliegend der Einwirkung der Betriebsmittel unterworfen ist.

Die Abdichtung der Spindel geschieht durch eine Stopfbüchse mit Weich- oder Metallpackung, in welche selbstverständlich das Gewinde nicht eindringen darf. In Abb. 752 ist dementsprechend über der Mutter so viel freier Raum vorgesehen, daß der volle Hub des Tellers möglich wird.

Um die Packung auch während des Betriebes erneuern zu können, sieht man vielfach an der Spindel, Abb. 753, oder auch an der Tellermutter, Abb. 746, den Ansatz a vor, der sich beim Aufschrauben gegen den Sitz b legt und nach außen abdichtet. Während

des Betriebs soll jedoch die Spindel der Gefahr des Festbrennens wegen nicht dauernd an diesem Sitz anliegen, sondern um etwa einen halben Gang zurückgedreht sein, damit das Ventil im Notfall ohne Verzögerung geschlossen werden kann.

4. Gestaltung der Ventilkörper.

Als Werkstoffe kommen wegen der meist nicht einfachen Formen vor allem gegossene: Gußeisen, Stahlguß, Bronze, Messing in Betracht; nur für sehr hohe Pressungen werden die Körper aus geschmiedeten ausgearbeitet.

Das Gebiet, in dem Gußeisen für Absperrventile verwendet werden darf, ist noch nicht endgültig festgelegt. Nach einem Vorschlag des deutschen Normenausschusses soll es im Anschluß an die Reihen der Nenn- und Betriebsdrucke sowie der Nennweiten in dem durch Zusammenstellung 95a gekennzeichneten Bereich noch abhängig von den angegebenen Betriebstemperaturen benutzt werden; über Nenndruck 10 jedoch nur in Sonderfällen. Außerhalb des Gebiets kommt in erster Linie Stahlguß von mindestens 4500 kg/cm² Festigkeit und $\delta_5 = 22\%$ Bruchdehnung in Frage, der auch für Heißdampf von 300 bis 400° Betriebstemperatur ausschließlich benutzt wird.

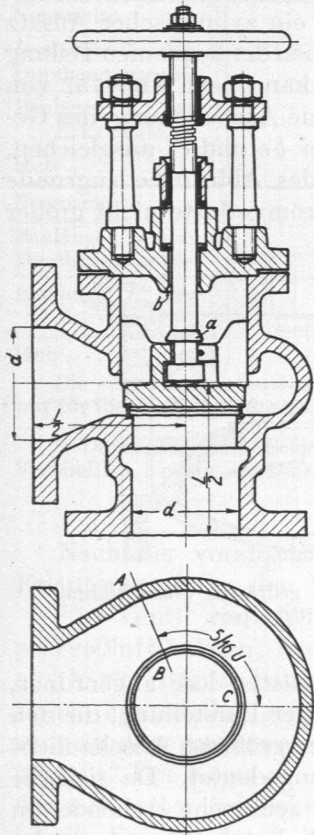


Abb. 753. Eckventil, Schäffer und Budenberg.

Gewöhnliche Bronze kann bei Wärmegraden bis zu 220° C verwandt werden, wenn sie bei Zimmerwärme eine Zugfestigkeit von mindestens 2000 kg/cm² und wenigstens 15% Dehnung besitzt. Sollen Legierungen bei mehr als 220° Temperatur benutzt werden, so ist vorher die Ermittlung der Festigkeitseigenschaften für die in Betracht kommenden Wärmegrade geboten.

Die Form der Ventilkörper schwankt je nach dem Verwendungszweck. Abb. 746 zeigt ein Durchgangventil zur Einschaltung in eine gerade Rohrleitung, Abb. 753 ein Eckventil, das den Flüssigkeitsstrom um einen rechten Winkel ab-

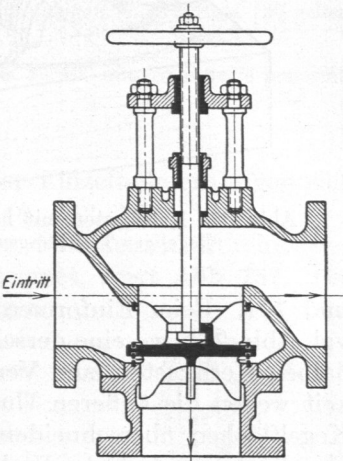


Abb. 754. Wechselventil, Schäffer und Budenberg.

Zusammenstellung 95a. Verwendungsbereich von Gußeisen für Rohrleitungen und Absperrmittel nach dem Vorschlage des Deutschen Normenausschusses vom November 1926.

Nenn- druck	Wasser			Dampf und Gase			
	bis 100°			bis 200°		bis 300°	
	Größter Betriebs- druck at	Nennweite mm	Größe Nennweite mm	Größter Betriebs- druck at	Nennweite mm	Größter Betriebs- druck at	Nennweite mm
2,5	2,5	4000	4000	2	1600	1,5	800
6	6	3600	3600	5	1000	4	500
10	10	3000	3000	8	600	6	300
16	16	600	(1600)	13	400	10	200
25	25	500	(1000)	20	250	—	—
40	40	350	(600)	32	150	—	—
64	64	175	(300)	50	100	—	—
100	100	60	(80)	80	60	—	—

lenkt, Abb. 754 ein Wechselventil, das die Verbindung mit zwei verschiedenen Anschlüssen herzustellen erlaubt.

Wichtig ist, daß die Übergänge allmählich verlaufend gestaltet und Verengungen des lichten Querschnitts vermieden werden. Deshalb ist z. B. an dem Eckventil, Abb. 753, die äußere Begrenzung des Körpers so gewählt, daß im Schnitt AB des Grundrisses noch $\frac{5}{16}$ vom Ventilquerschnitt, entsprechend dem Umfang BC des Sitzes vorhanden sind.

Die Dinormen sehen im engsten, in Abb. 764d durch Strichelung hervorgehobenen Querschnitt vor und hinter dem Sitz das 1,1fache des Nennquerschnittes vor.

Der leichteren Herstellung des Modells und der günstigeren Festigkeitsverhältnisse wegen wird man als Grundform möglichst Drehkörper wählen. So besteht das Ventilgehäuse, Abb. 741, aus einem bauchigen Hauptkörper, auf dem ein zylindrischer Ansatz für den Deckel und zur Führung des Tellers sitzt, deren Hauptebenen der bequemen Teilung des Modells halber zusammenfallen. Die innere Trennungswand kann nach Abb. 752 von a bis b und c bis d eben ausgebildet werden. Durch genügende Ausbauchung des Gehäuses läßt sich die Verengung des Durchtrittsquerschnittes bei be und cf ausgleichen, so daß diese einfache Form auch den normrechten Ventilen des Abb. 764e zugrunde gelegt wurde, namentlich da Versuche zeigten, daß die Durchströmverluste nicht größer waren, als bei Anwendung von kegeligen oder zylindrischen Trennflächen, Abb. 745

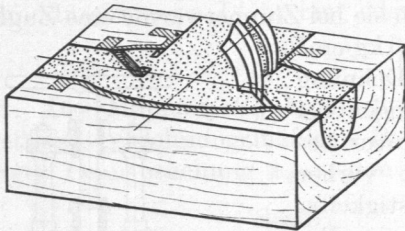


Abb. 755. Kernkasten mit herausziehbarer kegeliger Trennungswand.

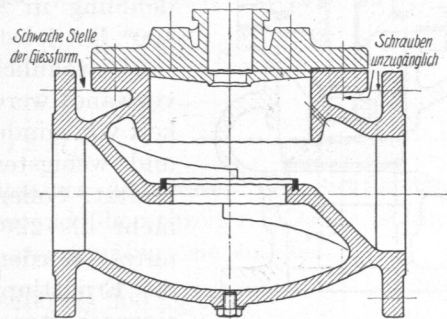


Abb. 756. Falsche, zu gedrängte Durchbildung eines Ventilkörpers.

und 744. Beim Einformen werden diese Wände in den Kernkästen lose angeordnet, vgl. Abb. 755, wo eine derselben zum Teil herausgedreht ist. In der Darstellung, die den halben Kernkasten zum Ventil der Abb. 739 wiedergibt, sind der größeren Anschaulichkeit wegen die äußeren Umrisse des Körpers strichpunktirt angedeutet. Da sich die Kegelflächen überschneiden, muß eine kurze, zur Ventilachse senkrecht stehende, im Kernkasten befestigte Verbindungswand G , Abb. 739, eingeschaltet werden, von der sich aber der Kern beim Abziehen des Kastens ohne Schwierigkeit löst. Der Deckel auf dem Stutzen am Ventilkörper muß Sitz und Teller zwecks Bearbeitung und Ausbesserungen genügend zugänglich machen.

Die Baulänge der Durchgang- und Eckventile ist in den Dinormen in Abhängigkeit von den Nennweiten festgelegt worden, siehe Zusammenstellung 95b. Dabei wird die Baulänge L der Durchgangventile von Flansch- zu Flanschfläche, diejenige L_1 der Eckventile von Mitte Ventilkörper bis zu den Flanschflächen gerechnet. Neueren Ausführungen wird man in Rücksicht auf die Austauschbarkeit diese Baulängen zugrunde legen.

Ältere Ventile für niedrigen Druck zeigen vielfach $L = 2d + 100$ mm, für hohen $L = 2d + 150$ mm.

Die Flanschabmessungen, Schrauben und Schraubenteilungen stimmen mit den Normen, Zusammenstellung 93—93f überein.

Sorgfältig ist auf gute Zugänglichkeit aller Schrauben und Muttern zu achten. Ein nach Abb. 756 sehr gedrängt gestalteter Ventilkörper verstößt gegen diese Forderung, abgesehen davon, daß die in der Abbildung hervorgehobene schwache Stelle der Gießform leicht zu Fehlgüssen führt.

Zusammenstellung 95b. Baulängen und Hübe der normrechten Durchgang- und Eckventile nach DIN-Entwürfen 3302 bis 3306 und 3322 bis 3326 (noch nicht endgültig).

Nennweite	Nenn- druck	10	13	16	20	25	32	40	50	60	70	80	90
Baulänge L der Durchgangventile }	6...40	120	130	140	150	160	180	200	230	250	290	310	330
Baulänge L_1 der Eckventile }	6 10...40	60 85	65 90	65 90	70 95	75 100	80 105	90 115	100 125	110 135	120 145	130 155	140 165
Hub der Durchgang- und Eckventile }	6...40	8	11	11	13	15	16	19	22	26	30	34	38
Nennweite		100	110	(120)	125	(130)	(140)	150	(160)	175	200	225	
Baulänge L der Durchgangventile }		350	370		400		450	480	500	550	600	660	
Baulänge L_1 der Eckventile }		150 175	160 185		175 200		190 215	200 225	210 235	230 255	250 275	275 300	
Hub		45	48		52		60	64	68	75	85	95	
Nennweite		250	275	300	(325)	350	(375)	400	450	500			
Baulänge L der Durchgangventile }		730	790	850	900	980	1040	1100	1200 ¹⁾	1350 ¹⁾			
Baulänge L_1 der Eckventile }		300 325	325 350	350 375	375 400	400 425	425 450	450 475	475 500	500 525 ¹⁾	550 575 ¹⁾		
Hub		105	118	125	140	150	160	170	190	210			

Die eingeklammerten Nenndurchmesser sind möglichst zu vermeiden; diejenigen von 120 und 130 gelten nur für die Heizungsindustrie.

¹⁾ Durchgang- und Eckventilgehäuse für Nenndruck 40 sind nur bis zu 400 mm Nennweite genormt. Verbindlich bleiben die Dinormen.

5. Ausführungsbeispiele.

Nach der vorangegangenen eingehenden Besprechung der Einzelteile erübrigen sich Erläuterungen zu den Ventilen Abb. 739, 741, 744, 746, 748, 752, 753.

Ein Ventil einfachster Form, für Bohrungen von einigen Millimetern Durchmesser an Preßluftflaschen, hydraulischen Steuerapparaten usw. geeignet, zeigt Abb. 757. Die aus harter Bronze bestehende Spindel wird mit ihrer kegeligen Spitze unmittelbar gegen den Rand der abzuschließenden Bohrung in dem aus etwas weicherer Bronze hergestellten Gehäuse gepreßt. Der Kegel drückt sich den Rand zurecht und schließt dadurch selbst bei hohen Betriebsdrücken gut ab. Nach außen ist die Spindel durch einen Gummi- oder Lederstulp G abgedichtet und ihr vorstehendes, vierkantiges Ende durch eine aufgeschraubte Kappe geschützt. Der Gehäuseflansch hat viereckige Gestalt, um, falls nötig, vier Rohre anschließen zu können.

Abb. 758 gibt ein Ventil Daelenscher Bauart wieder. Der Teller, auf den der Dampfdruck von oben wirken muß, ist mit einem Voröffnungsventil V und einer undurchbrochenen, zylindrischen Führung versehen, die den Ausgleich des Dampfdrucks zwischen den Räumen A und B durch geringes Spiel an ihrem Umfang ermöglicht, so lange das Ventil geschlossen ist. Wird jedoch V durch Drehen der Spindel geöffnet, so entweicht zunächst der Dampf aus dem Raum B über dem Teller, der ganz entlastet und sogar durch den Druck des Betriebsmittels auf den über den Sitz vorstehenden Rand R angehoben wird.

Das auf die Weise erreichte leichte Öffnen gestattet die Wahl kleiner Abmessungen für die Spindel und das Handrad und macht derartige Ventile für große Rohrweiten und hohe Dampfspannungen geeignet, nicht aber für Fälle, in denen der Druck bald ober-

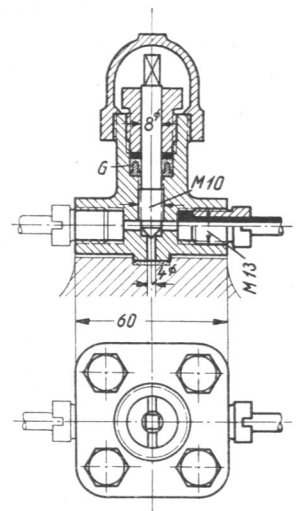


Abb. 757. Flaschenabsperrventil.

bald unterhalb des Tellers wirkt (Ringleitungen) oder in denen die Dampfentnahme stoßweise erfolgt, was starkes Hämmern der Teller zur Folge hätte. Dann sind Ventile mit Umlaufvorrichtung am Platze.

Abb. 745 zeigt ein Absperrventil, bei welchem die Stopfbüchse durch Aufschleifen des Ringes *R* auf der Führungsbüchse *B* vermieden ist. Die nötige Anpressung wird durch den Dampfdruck und die Feder *F* erzeugt, die in einer auf Kugeln laufenden Büchse liegt. Der durch vier obere und untere Rippen geführte Teller wird beim Drehen der Spindel gehoben, indem sich die Mutter *M*, da sie durch Schlitze *S* an der Drehung verhindert ist, auf der Spindel hinaufschraubt.

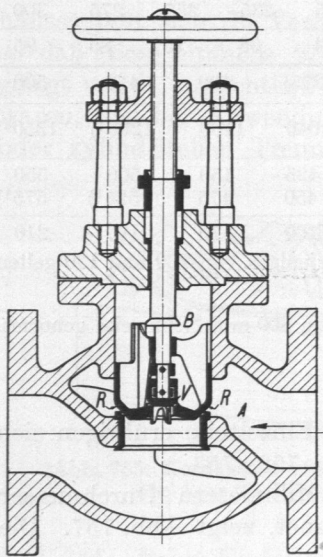


Abb. 758. Daelensches Ventil, Schäffer und Budenberg.

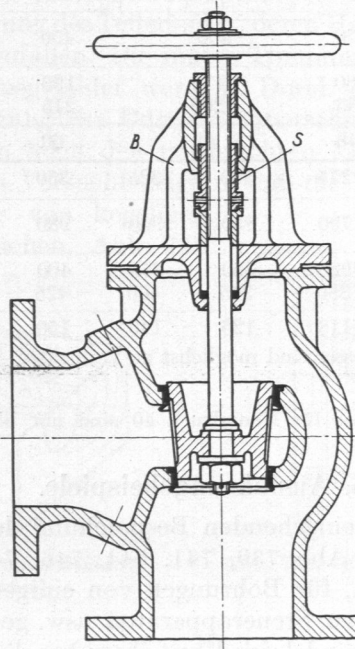


Abb. 759. Nahezu entlastetes Absperrventil, Schäffer und Budenberg.

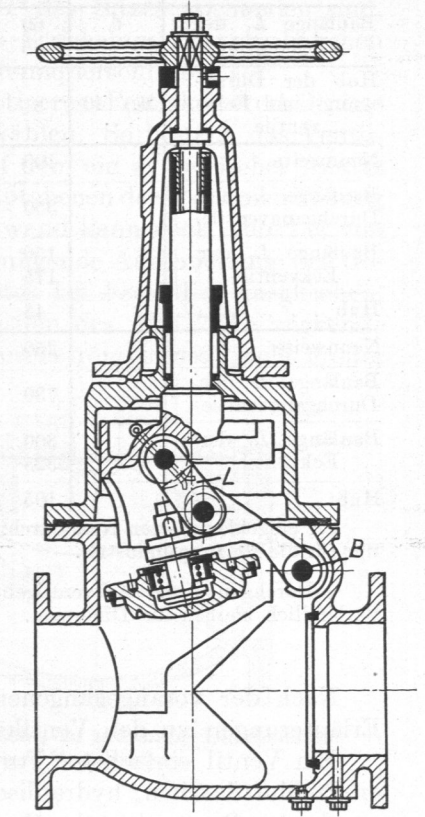


Abb. 760. Klappenventil, Borsig, Berlin-Tegel.

Ein vom Flüssigkeitsdruck nahezu entlastetes Absperrventil stellt Abb. 759 dar. Es ist als schwach kegeliges Doppelsitzventil ausgebildet, das durch die Spindel angepreßt wird und bietet den Vorteil, sich leicht öffnen und schließen zu lassen, so daß es für hohe Drucke und große Durchgangweiten vorteilhaft erscheint. Die Stopfbüchse wird durch Herunterdrehen der Schrauben *S* angezogen, deren Muttergewinde im Bügel *B* sitzt.

Neuere Formen von Ventilen suchen den Vorzug der Schieber, die Durchgangquerschnitte vollständig freizugeben, mit der besseren Abdichtung durch den Druck rechtwinklig zum Sitz zu vereinigen. Ein Beispiel zeigt das Klappenventil von Borsig, Berlin-Tegel, Abb. 760, bei welchem der Sitz senkrecht zur Rohrachse angeordnet, der Teller an einem Bolzen *B* aufgehängt ist, die Kraft in der Spindel aber unter Zwischenschalten eines Lenkers *L* auf den Teller übertragen wird. In der Schlußstellung erhöht die Kniehebelwirkung des Lenkers den Anpreßdruck in vorteilhafter Weise.

6. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

1. An einem Dampfzylinder von $D = 375$ mm Durchmesser, $s_1 = 600$ mm Kolbenhub, für gesättigten Dampf von $p = 12$ at Überdruck soll das unmittelbar eingebaute Absperrventil, Abb. 761, durchgebildet werden. Der Dampf umspült im Heizmantel *H* den Lauf-

zylinder Z , strömt dann durch das Absperrventil und den Kanal K zu den durch die Steuerung betätigten Einlaßventilen an den Enden der Lauffläche. Die Maschinenwelle mache $n = 100$ Umdrehungen in der Minute.

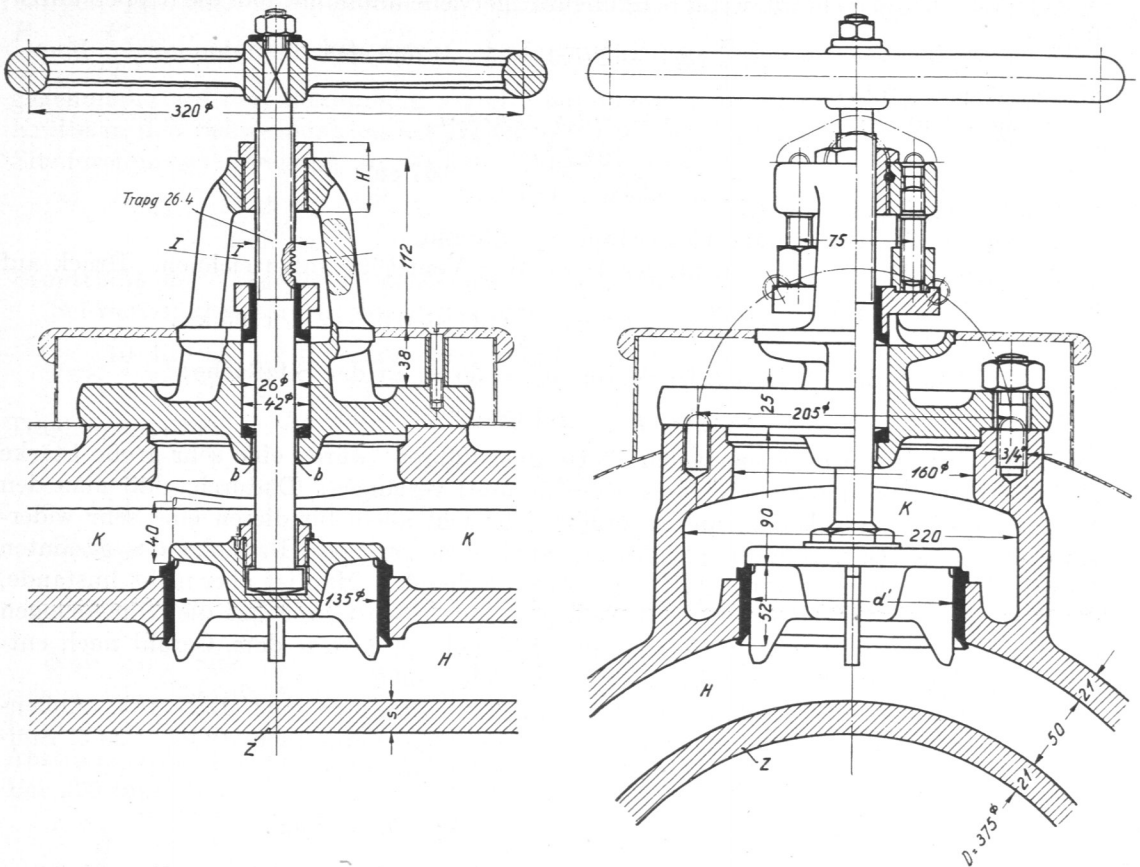


Abb. 761. Absperrventil an einem Dampfzylinder mit Ventilsteuerung. M. 1 : 5.

Kolbenfläche:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 37,5^2}{4} = 1104,5 \text{ cm}^2.$$

Mittlere Kolbengeschwindigkeit:

$$c_m = \frac{s_1 \cdot n}{30} = \frac{0,6 \cdot 100}{30} = 2,00 \text{ m/sek.}$$

Die mittlere Dampfgeschwindigkeit v_m im Ventil sei wegen des ungleichmäßigen Strömens infolge der Nähe der Steuerventile gering, zu 18 m/sek angenommen, vgl. die zulässigen Geschwindigkeiten in Rohrleitungen S. 316.

Ventilquerschnitt:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{1104,5 \cdot 2}{18} = 122,7 \text{ cm}^2.$$

Theor. Ventildurchmesser:

$$d \approx 125 \text{ mm.}$$

Zylinderwandstärke bei stehendem Guß:

$$s = \frac{D}{50} + 1,3 = \frac{37,5}{50} + 1,3 = 2,1 \text{ cm.}$$

Weite des Heizmantels rund 50 mm.

Bei geschlossenem Ventil belastet der Dampfdruck den Teller von unten her, der ebenso wie der Sitz aus Bronze bestehe und durch vier, $s_0 = 6$ mm starke Rippen geführt werde. Schätzt man den lichten Sitzdurchmesser $d' = 135$ mm, so wird der wirkliche Durchtrittsquerschnitt, wenn man ungünstigerweise annimmt, daß die Rippen durchliefen:

$$f = \frac{\pi}{4} 13,5^2 - 2 \cdot 0,6 \cdot 13,5 = 126,9 \text{ cm}^2,$$

also genügend groß.

Nötiger Hub h :

$$f = \pi \cdot d' \cdot h - 4 \cdot s_0 \cdot h,$$

$$h = \frac{122,7}{\pi \cdot 13,5 - 4 \cdot 0,6} = 3,07 \text{ cm};$$

ausgeführt 40 mm.

Sitzbreite aus Herstellungsrücksichten $b_0 = 3$ mm.

Mit diesen Maßen ist man in der Lage, den Ventilsitz aufzuzeichnen. Druck auf den Teller:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} (d' + b)^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} (13,5 + 0,3)^2 \cdot 12 = 1795 \text{ kg}.$$

Dazu kommt der Dichtungsdruck von $p_0' = 50$ at an der Sitzfläche:

$$P' = \pi \cdot d_m \cdot b_0 \cdot p_0' = \pi \cdot 13,8 \cdot 0,3 \cdot 50 = 650 \text{ kg}.$$

Den Teller in Form einer ebenen Platte auszuführen, würde eine sehr große Stärke (bei 500 kg/cm^2 Biegebeanspruchung rund 20 mm) verlangen. Dadurch, daß man den Spindelkopf in den Teller hineinlegt, ergibt sich nicht allein für diesen eine sehr widerstandsfähige Gestalt, sondern gleichzeitig auch eine geringere Bauhöhe des gesamten Ventiles und ein günstigerer Angriffspunkt für die Spindel. Man ist aber nicht imstande, die Wandstärke von vornherein zu berechnen, sondern wird zunächst die Abmessungen der Spindel ermitteln, den Teller um den Spindelkopf herum dem Gefühl nach entwerfen und die Widerstandsfähigkeit nachträglich prüfen.

Spindeldurchmesser geschätzt auf 26 mm. Trapezgewinde nach DIN 103. Außendurchmesser $d_a = 26$, Kerndurchmesser $d_i = 20,5$, Flankendurchmesser $d_f = 23,5$, Steigung $h = 5$, Tragtiefe $t = 2$ mm. Steigungswinkel α aus (93):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_f} = \frac{5}{\pi \cdot 23,5} = 0,0677; \quad \alpha = 3^\circ 52'.$$

Werkstoff der Spindel: Flußstahl. Drehmoment an der Spindel nach Formel (174):

$$M_d = (P + P') \cdot \frac{d_f}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = (1795 + 650) \cdot \frac{2,35}{2} \cdot \operatorname{tg}(3^\circ 52' + 6^\circ) = 500 \text{ kgcm}.$$

Daraus Handraddurchmesser D' und Umfangskraft U (175):

$$D' = \sqrt{2 M_d} = \sqrt{2 \cdot 500} = 31,6 \text{ cm} \quad \text{und} \quad U = 31,6 \text{ kg}.$$

Gewählt $D' = 320$ mm.

Die Spindel wird im oberen Teil auf Drehung, zwischen der Mutter und der Auflagestelle im Teller aber, abgesehen von der Wirkung geringer Reibungsmomente, auf Knickung beansprucht. Drehspannung im Gewindekern:

$$\tau_d = \frac{16 \cdot M_d}{\pi d_i^3} = \frac{16 \cdot 500}{\pi \cdot 2,05^3} = 296 \text{ kg/cm}^2. \quad \text{Zulässig.}$$

Die Inanspruchnahme auf Knickung läßt sich erst nach weiterer Ausgestaltung des Ventiles nachrechnen. Es können aber schon die Druckbeanspruchungen durch die Längskraft im Gewindekern σ_1 und im Spindelschaft σ_2 ermittelt werden:

$$\sigma_1 = \frac{P + P'}{\frac{\pi}{4} d_i^2} = \frac{1795 + 650}{3,30} = 741 \text{ kg/cm}^2;$$

$$\sigma_2 = \frac{P + P'}{\frac{\pi}{4} d_a^2} = \frac{1795 + 650}{5,31} = 460 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit der Annahme, daß der Spindelkopf durch eine Schraube von $1\frac{1}{4}$ " Rohrgewinde im Teller gehalten wird, läßt sich dieser entwerfen. Wandstärke im Mittel 12 mm.

Näherungsweise Nachrechnung des Tellers als ein in der Mittelebene eingespannter Körper, Abb. 762, der bei geschlossenem, unter Druck stehendem Ventil, durch die Kräfte $\frac{P}{2}$ und $\frac{P'}{2}$ von unten her belastet ist. $\frac{P}{2}$ darf gleichmäßig über die halbe Kreisfläche, $\frac{P'}{2}$ gleichmäßig auf den Sitzumfang verteilt angenommen werden. Denkt man sich diese Kräfte in den Schwerpunkten der Halbkreisfläche und der Halbkreislinie vom mittleren Sitzdurchmesser vereinigt, so wird das Biegemoment:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d_m}{\pi} + \frac{P'}{2} \cdot \frac{d_m}{\pi} = \frac{1795}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{13,8}{\pi} + \frac{650}{2} \cdot \frac{13,8}{\pi} = 4056 \text{ kg cm.}$$

Ermittlung des Trägheitsmoments des Querschnittes, Abb. 762.

Schwerpunktabstand e , bezogen auf die Kante AA :

$$e = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 0,6 + 2 \cdot 2,1 \cdot 2,25 + 6 \cdot 1,5 \cdot 4,05}{10 \cdot 1,2 + 2 \cdot 2,1 + 6 \cdot 1,5} = 2,11 \text{ cm}; \quad e' = 4,8 - 2,11 = 2,69 \text{ cm}.$$

Trägheitsmoment:

$$J = \frac{10 \cdot 1,2^3}{12} + 10 \cdot 1,2 \cdot 1,51^2 + \frac{2 \cdot 2,1^3}{12} + 2 \cdot 2,1 \cdot 0,14^2 + \frac{6 \cdot 1,5^3}{12} + 6 \cdot 1,5 \cdot 1,94^2 \approx 66 \text{ cm}^4.$$

Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot e'}{J} = \frac{4056 \cdot 2,69}{66} = 165 \text{ kg/cm}^2. \text{ Gen\u00fcgend niedrig.}$$

Nun kann man zur Gestaltung des Kanals K und des gußeisernen Deckels übergehen. Die lichte Weite der durch den Deckel verschlossenen Öffnung muß den bequemen Einbau des Sitzes und des Tellers gestatten. Gewählt 160 mm Durchmesser. Das leichte Abströmen des Dampfes bei gehobenem Ventil verlangt eine Kanalhöhe von etwa 70 mm. Bei 220 mm Breite bietet er 164 cm², also ausreichenden Querschnitt.

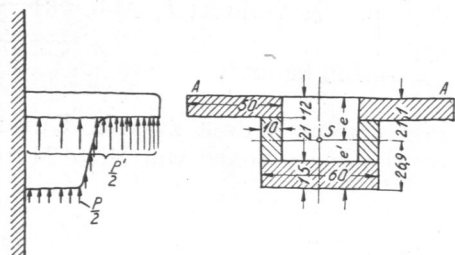


Abb. 762. Zur Berechnung des Ventiltellers.

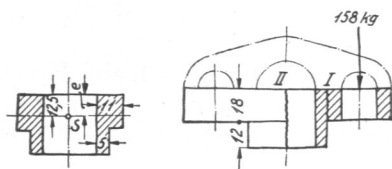


Abb. 763. Stopfbüchsrille.

Stopfbüchse. $d_i = 26$, $d_a = 42$, Tiefe 55 mm. Zwei Stopfbüchsschrauben, nach S. 583 auf 3 p zu berechnen. Kraft in einer Schraube:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \cdot 3, \quad p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (4,2^2 - 2,6^2) \cdot 3 \cdot 12 = 158 \text{ kg.}$$

$\frac{5}{8}$ " Schrauben mit $\sigma_z = \frac{P}{F_1} = \frac{158}{1,31} = 121 \text{ kg/cm}^2$ reichen aus.

Stopfbüchsbrille. Form angenommen nach Abb. 763.

Querschnitt I: $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{158 \cdot 1,6 \cdot 6}{4,6 \cdot 1,8^2} = 102 \text{ kg/cm}^2.$

Querschnitt *II*:

Schwerpunktabstand: $e = \frac{2,2 \cdot 1,8 \cdot 0,9 + 1 \cdot 1,2 \cdot 2,4}{2,2 \cdot 1,8 + 1 \cdot 1,2} = 1,25 \text{ cm},$

Trägheitsmoment: $J = \frac{2,2 \cdot 1,8^3}{12} + 2,2 \cdot 1,8 \cdot 0,35^2 + \frac{1 \cdot 1,2^3}{12} + 1 \cdot 1,2 \cdot 1,15^2 = 3,29 \text{ cm}^4.$

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{158 \cdot 3,75}{3,29} \cdot 1,25 = 225 \text{ kg/cm}^2 \text{ Zugbeanspruchung.}$$

Deckelschrauben. Dichtungsbreite 15 mm. Mittlerer Dichtungsdurchmesser $D_m = 180 \text{ mm}$. Druck auf den Deckel:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 18^2 \cdot 12 = 3053 \text{ kg.}$$

Gewählt nach Abb. 378 bei $c = 0,045$: 6 Stück $\frac{3}{4}$ " Schrauben, beansprucht mit:

$$\sigma_z = \frac{P}{6 \cdot F_1} = \frac{3053}{6 \cdot 1,96} = 260 \text{ kg/cm}^2.$$

Flanschstärke gewählt zu 25 mm, Beanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot 3053 \cdot 2}{\pi \cdot 16,5 \cdot 2,5^2} = 113 \text{ kg/cm}^2.$$

Muttergewinde der Spindel. Da der größte Druck nicht dauernd beim Drehen wirkt, sondern erst beim scharfen Aufpressen des Tellers auf dem Sitze entsteht, sei $p = 200 \text{ kg/cm}^2$ Flächendruck zugelassen.

Auflagefläche: $f = \frac{P + P'}{p} = \frac{1795 + 650}{200} = 12,2 \text{ cm}^2.$

Ein Gewindegang hat:

$$f_0 = \pi \cdot d_f \cdot t = \pi \cdot 2,35 \cdot 0,2 = 1,48 \text{ cm}^2;$$

daher sind:

$$n_1 = \frac{f}{f_0} = \frac{12,2}{1,48} = 8,25 \text{ Gänge nötig.}$$

Höhe der Mutter $H = h \cdot n_1 = 5 \cdot 8,25 = 41,3 \text{ mm}$. Ausgeführt $H = 45 \text{ mm}$.

Bügel mit Deckel zusammengegossen. Gußeisen. Querschnitt $\bar{I}$, Abb. 761.

$$\sigma_z = \frac{P + P'}{2f} = \frac{1795 + 650}{2 \cdot 5 \cdot 1,8} = 136 \text{ kg/cm}^2.$$

Nachrechnung der Spindel auf Knickung. Belastung nach dem zweiten Eulerschen Fall, Abb. 17, angenommen. Knicklänge bei geschlossenem Ventil von Mitte Mutter bis zur Kopffläche der Spindel $l = 270 \text{ mm}$. Da

$$\frac{l}{i} = 4 \frac{l}{d} = \frac{4 \cdot 27}{2,6} = 41,5$$

beträgt, ist die Tetmajersche Formel anzuwenden.

$$\text{Knickspannung: } K_k = K \left(1 - c_1 \frac{l}{i} \right) = 3350 (1 - 0,00185 \cdot 41,5) = 3093 \text{ kg/cm}^2.$$

Im Vergleich mit der oben berechneten Druckspannung σ_z im Schaft ist die Sicherheit:

$$\varnothing = \frac{K_k}{\sigma_z} = \frac{3093}{460} = 6,7 \text{ fach.}$$

Sie erscheint unter Beachtung der Führung, die die Spindel in der Stopfbüchse findet, völlig ausreichend.

Zur konstruktiven Durchbildung, Abb. 761, sei noch das folgende bemerkt: Der Sitz ist als eine eingepreßte, am unteren Rande umgebördelte Bronzebüchse ausgebildet. Bei ganz geöffnetem Ventil dient die Spindelkopfverschraubung zur Abdichtung am Sitz b und ermöglicht so das Verpacken der Stopfbüchse während des Betriebs unter Dampf. Zum Anziehen der Brille dienen zwei im Bügel sitzende Stiftschrauben, weil

sich die Löcher und Gewinde im Deckel nur schwierig herstellen lassen würden und weil außerdem das Einlegen der Packung um die ringsum freie Spindel leichter ist. Um das bei geringer Undichtheit der Stopfbüchse durchtretende Wasser aufzufangen und die Verschalung bequem anschließen zu können, liegt die Brille in einer vertieften runden Schale. Die Spindelmutter ist in den mit dem Deckel zusammengegossenen Bügel mit Feingewinde eingeschraubt und durch einen tangentialen Stift gesichert.

Bekommt das Handrad eine zu hohe Lage, so kann man die Bedienung durch Einschalten eines Kegelradtriebes, Abb. 764, erleichtern. Daß dabei die Ventilschindel Linksgewinde erhalten muß, war schon auf S. 404 betont worden.

2. Die Ausbildung normrechter Ventile. Im folgenden sind nochmals die wichtigsten Gesichtspunkte, die für die Normung der Absperrventile maßgebend sind, zusammengestellt.

Es ist beabsichtigt, die Durchgang- und Eckventile im engen Anschluß an die Rohre und Rohrleitungen und gestützt auf die Druckstufen, Zusammenstellung 84 und die Nennweiten Zusammenstellung 84a innerhalb des durch Zusammenstellung 95b gekennzeichneten Gebiets einheitlich durchzubilden. Den folgenden Ausführungen liegen die Entwürfe zu den Normblättern vom April 1926 zugrunde¹⁾.

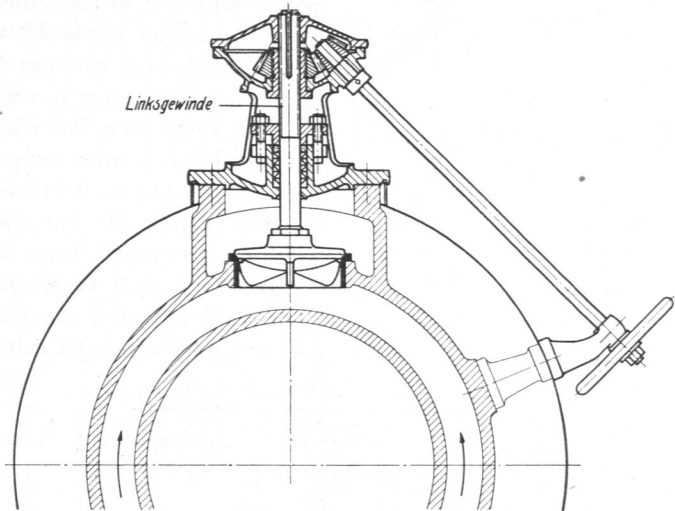


Abb. 764. Absperrventil an einem Dampfzylinder mit Ventilsteuerung.

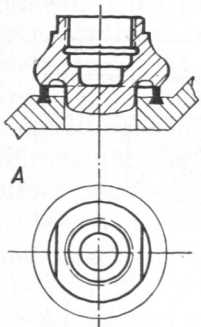


Abb. 764a.

Bis 25 mm Nennweite.

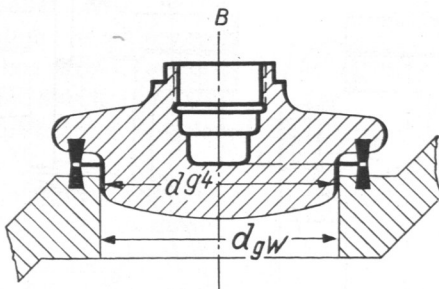


Abb. 764b.

Von 32 bis 80 mm Nennweite.

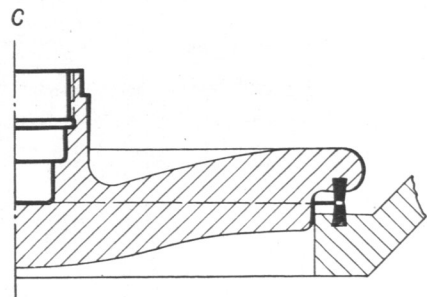


Abb. 764c.

Von 90 bis 500 mm Nennweite.

Normale Kegel nach DIN 3313 (Entwurf).

Die Gehäuse bestehen aus drehrunden Hauptkörpern. Normrechte Flansche nach Zusammenstellung 93 bis 93f dienen zum Anschluß an die Rohrleitungen und zum Abschluß durch die Deckel mit den Aufsätzen für die Spindelmutter. Während die Körper der Durchgangventile symmetrisch zur Mittelebene ausgebildet sind, setzen sich diejenigen der Eckventile, Abb. 764d, aus zwei verschiedenen Stücken zusammen: einem halbkugelligen Endstück und einem schlankeren zum Anschluß an die Rohrleitung. Die Baulängen sind gemäß Zusammenstellung 95b genormt, um die Austauschbarkeit von Ventilen verschiedener Herkunft sicherzustellen. Die Trennungswand im Innern der Gehäuse liegt bei den Durchgang- und kleineren Eckventilen unter 45° zur Haupt-

¹⁾ Die endgültigen Normblätter sind nach Erscheinen durch den Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin S 14, Dresdener Str. 97, zu beziehen.

achse, nur bei größeren Eckventilen unter 30° . Sie ist eben ausgebildet, der Körper aber so bemessen, daß der engste, in Abb. 764e durch Strichelung hervorgehobene Querschnitt 10% größer als der Rohrquerschnitt ist. Die Durchströmrichtung muß im Zusammenhang mit der normalen Spindelbefestigung so gewählt werden, daß der Druck auf den Ventilkegel von unten her wirkt und soll durch einen auf dem Gehäuse aufgegossenen Pfeil kenntlich gemacht werden. Nur die größeren Ventile mit Umführung können in Ringleitungen für Strömungen in beiden Richtungen verwandt werden.

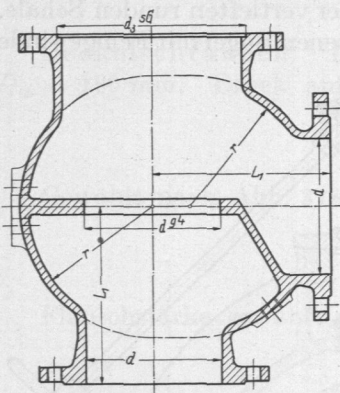


Abb. 764d. Dinorm-Eckventil.

Die Lage der Entwässerungswarzen und des Ansatzes für die Umführung kann den jeweiligen Verhältnissen angepaßt werden und ist bei der Bestellung anzugeben.

Als Werkstoffe für die Gehäuse kommen Gußeisen gemäß Zusammenstellung 95a und Stahlguß in Betracht.

Dadurch, daß die Einzelteile für die Durchgang- und Eckventile gleichartig ausgebildet und die Hübe, Zusammenstellung 95 b, einheitlich festgelegt sind, werden auch die Bau-

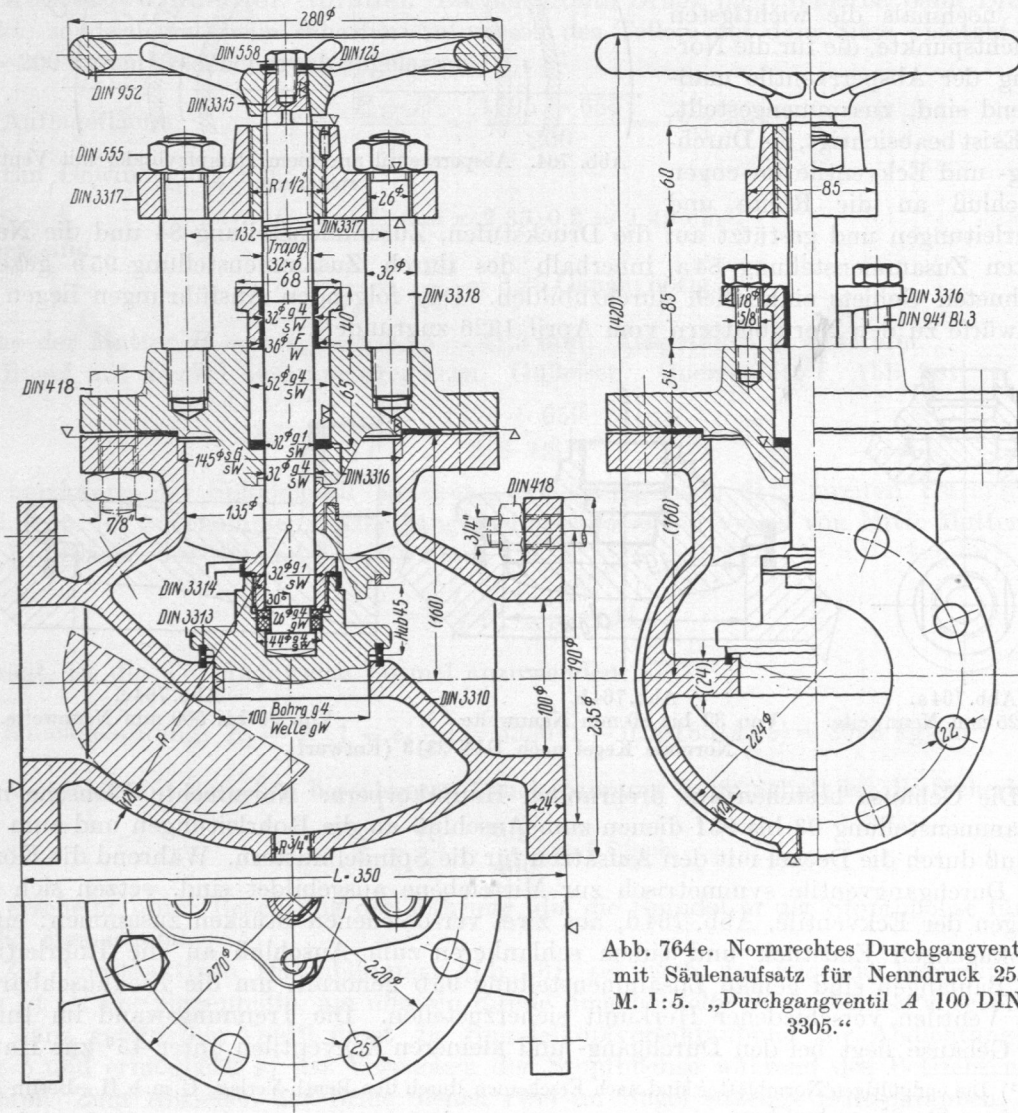


Abb. 764e. Normrechtes Durchgangventil mit Säulenaufsatz für Nenndruck 25. M. 1:5. „Durchgangventil A 100 DIN 3305.“

höhen beider Ventilarten, von Mitte Rohrachse gemessen, einerseits im geschlossenen, andererseits im geöffneten Zustand gleich groß. Sie sind in Form von Richtmassen, die je nach der besonderen konstruktiven Durchbildung geändert werden dürfen, festgelegt.

Die Sitze bestehen aus eingepreßten Ringen aus Rotguß oder Messing bei Temperaturen bis zu 275° , aus Nickellegierungen bei höheren Wärmegraden, während die Kegel je nach der Nennweite gemäß Konstruktionsblatt DIN 3313 nach Abb. 764a bis 764c gestaltet werden sollen. Sie werden durch die Spindel, kurz vor dem Aufsetzen aber durch den Mittelteil des Tellers in der Sitzbohrung mit Grobsitzpassung geführt. Führungsrippen sind ganz weggelassen worden, weil sie die Kegel durch die Wirkung des Dampfstromes in Drehung versetzen und die Abnutzung der Spindeln vergrößern. Der Druckpunkt der Spindel soll möglichst in der Ebene der Sitzflächen liegen. Als Werkstoff kommt für Kegel der Form A Rotguß oder Messing, bei Temperaturen über 275° Nickellegierung, für solche der Form B und C Flußstahl oder Stahlguß in Betracht.

Mit den Spindeln sind die Kegel durch einen geteilten Ring und eine gutgesicherte Überwurfschraube verbunden, eine Befestigung, die, wie oben erwähnt, verlangt, daß der Betriebsdruck bei dem geschlossenen Kegel von unten her wirkt, wenn in Ringleitungen nicht durch eine Umführung für die Entlastung vor dem Öffnen gesorgt ist.

Die Spindeln bestehen aus Messing oder Rundstahl, sind mit normalem Trapezugwinde der DIN 103 versehen und mit den Handrädern nach DIN 952 durch ein verjüngtes Vierkant verbunden. Sie laufen in Büchsen aus Rotguß oder Messing, die mit Rohrgewinde in die Brücken oder Bügelaufsätze eingeschraubt und durch Verbohren gesichert sind.

Für die Deckel ist ein Konstruktionsblatt 3312 herausgegeben. Es unterscheidet zwei Deckelarten:

A mit Säulenaufsatz, Abb. 764e und

B mit Bügelaufsatz, Abb. 764f.

A und B dienen zur Kennzeichnung der Ventile bei der Bestellung: ein normrechtes Durchgangventil mit Säulenaufsatz von 200 mm Nennweite für den Nenndruck 6 ist durch „Durchgangventil A 200 Din 3302“ gegeben. Der Werkstoff der Deckel ist wie der der Bügelaufsätze in Übereinstimmung mit dem des Gehäuses zu wählen.

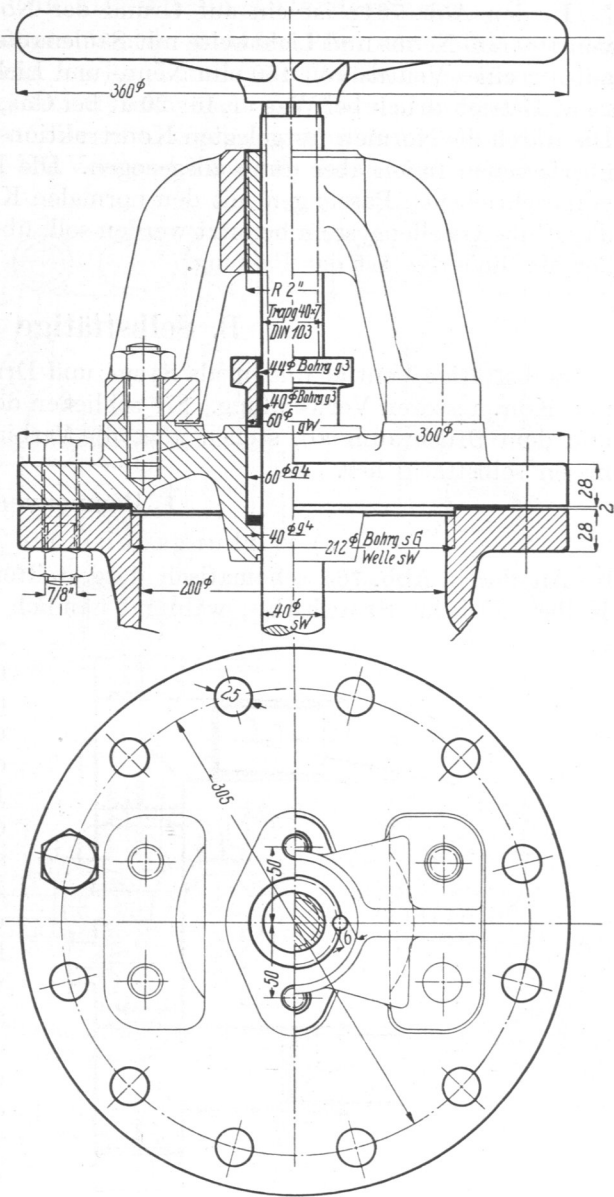


Abb. 764f. Normrechtes Deckel mit Bügelaufsatz für Durchgang- oder Eckventile von 150 mm lichter Weite und Nenndruck 25. M. 1:5.

Kolbens auf die Saugspannung (Linie *KG* des Druckverlaufes); das Spiel beginnt von neuem. In den Umkehrpunkten kommen häufig nicht unbeträchtliche stoßartige Spannungsschwankungen vor, die sich in der Abbildung durch die spitzen Ausschläge ausprägen.

b) Teile, Grundformen und allgemeine Anforderungen.

Die wichtigsten Teile eines selbsttätigen Ventils sind der Sitz, der Teller und das Belastungsmittel, das die Tellerbewegung regelt. Ventile mit Vollkreisquerschnitt, für kleine Flüssigkeitsmengen zweckmäßig, trennt man nach der Form der Sitzfläche in Tellerventile mit ebenem, Kegelventile mit kegeligem und Kugelventile mit kugeligem Sitz, Abb. 766, 767 und 768. Die Vor- und Nachteile der beiden erstgenannten

besprochen worden; während der ebene Sitz geringen Hub ($h = d/4$) verlangt und die Herstellung erleichtert, führen kegelige und kugelige zu größeren Hüben, aber zu geringerer Ablenkung des Flüssigkeitsstromes, bis sich der zweite der unten erläuterten Strömungszustände ausbildet. Am Kugelventil ist der Durchtrittsquerschnitt nach Abb. 768, ähnlich wie beim Kegelventil, annähernd durch $\pi \cdot d_m \cdot h \cdot \sin \delta_1$ gegeben. δ_1 pflegt zu rund 45° und damit der Kugeldurchmesser gleich dem 1,4- bis 1,5fachen des Sitzes genommen zu werden. Wird dieser Wert unterschritten, so klemmen die Kugeln leicht. Solche einfachen Gewichtsventile, aus Gummi oder Metall bestehend, bei größeren Abmessungen oft hohl ausgeführt und durch Drehspäne oder Bleiausguß auf das zum rechtzeitigen Schluß nötige Gewicht gebracht, finden vor allem an Hubpumpen für dicke Flüssigkeiten, sowie als Rückschlagventile an Wasserständen u. dgl. häufig Anwendung. Die Dichtheit ist bei metallischen Kugeln, weil Einschleifen ausgeschlossen ist, unvollkommen, aber von der Stellung der Kugeln zum Sitz unabhängig.

Bei größerem Durchmesser wird bei den eben besprochenen Ventilen die Raumnutzung schlecht. Soll der Hub 10 mm nicht überschreiten, so werden, ohne Rücksicht auf etwaige Rippen, die Querschnitte in der Sitzöffnung und im Ventilspalt am Tellerventil bei 40 mm Durchmesser oder $12,6 \text{ cm}^2$ Querschnitt, am Kegel- und Kugelventil schon bei rund 30 mm Durchmesser ($7,06 \text{ cm}^2$) gleich groß.

Ringventile, Abb. 769 und 770, gestatten den Durchtritt längs des äußeren und inneren Umfangs und bieten damit wesentlich günstigere Ausnutzung des Raumes. Reicht ein einfacher Ring nicht aus, so ordnet man mehrere konzentrisch in- oder übereinander an und gelangt so zu den mehrfachen Ring- und den Treppenventilen, Abb. 797 und 771. Letztere führen bei gleichem Sitz- oder Spaltquerschnitt, wie es für die an-

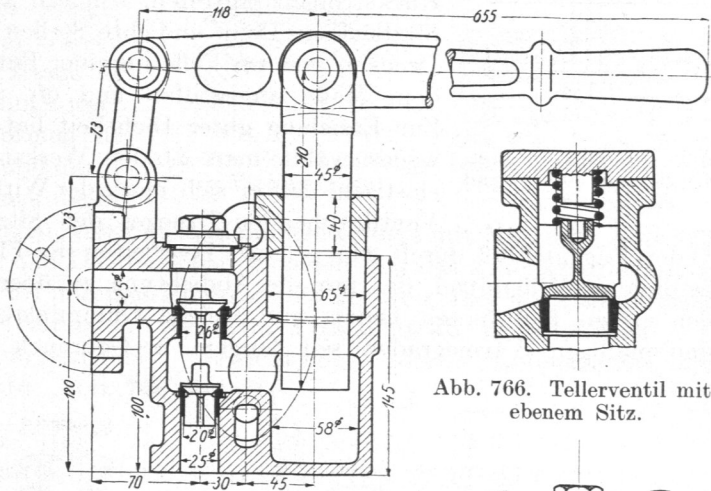


Abb. 766. Tellerventil mit ebenem Sitz.

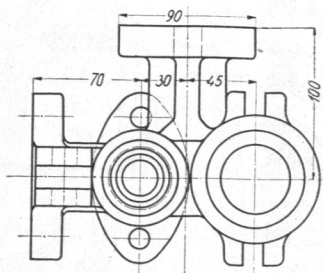


Abb. 767. Handpreßpumpe mit Kegelventilen. M. 1 : 5.

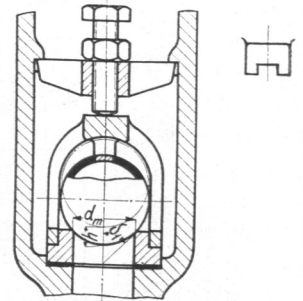


Abb. 768. Kugelventil.

geführten Ventile zutrifft, allerdings zu kleinerem Gesamtdurchmesser, sind aber vieltelliger und im Bau verwickelter und werden wegen der großen Gewichte und Bearbeitungskosten, sowie der Schwierigkeit, Federbelastung anzubringen, kaum noch ausgeführt.

Schließlich sind Gruppenventile, Abb. 787, das sind Teller- oder Ringventile, die oft in großer Zahl zu Saug- und Drucksätzen zusammengestellt werden, ein häufig benutztes Mittel, größere Flüssigkeitsmengen zu beherrschen.

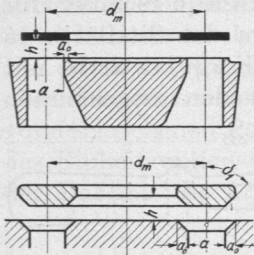


Abb. 769 und 770. Ringventile mit ebenen und kegeligen Sitzen.

Was die allgemeinen Gesichtspunkte anlangt, so ist die möglichst vollkommene Dichtheit der Sitze von besonderer Wichtigkeit, nicht allein in Rücksicht auf die Verluste, die durch Rückströmen eintreten, sondern auch wegen der Erhaltung der Sitzflächen. Denn undichte Stellen werden namentlich bei höheren Drucken und im Falle unreiner Betriebsstoffe in immer zunehmendem Maße angegriffen und oft rasch sägeschnittartig vertieft. Zur Erzielung guter Dichtheit hat man verschiedene Mittel: entweder wählt man α) den Werkstoff des Tellers so weich und elastisch, daß er sich unter der Wirkung des auf dem geschlossenen

Ventil ruhenden Druckes den Sitzen anpaßt, oder man erzeugt β) den Fugenschluß durch sehr genaues Bearbeiten der Flächen oder man schaltet γ) ein besonderes Hilfsmittel, das nur die Abdichtung zu übernehmen hat, ein. Beispiele für den ersten Fall bieten Leder- und weiche Gummiplatten, die bei geringen Drucken und mäßigen Wärmegraden seit langem in Gebrauch sind und sich gut bewähren.

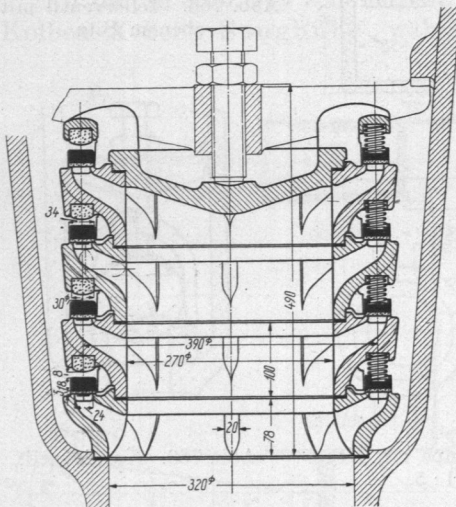


Abb. 771. Treppenventil von 780 cm² Spaltquerschnitt bei 8 mm Hub (veraltet). M. 1 : 10.

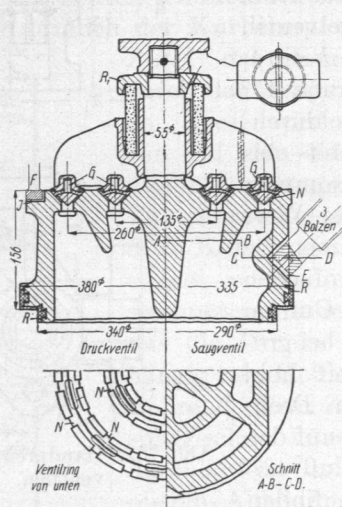


Abb. 772. Fernisventil, Maschinenbauanstalt Humboldt, Köln-Kalk, links Druck-, rechts Saugventil. M. 1 : 10.

Die zweite Art wird vor allem an metallenen Sitzflächen angewendet, indem diese sorgfältig abgedreht und aufeinander aufgeschliffen werden. Soweit es Herstellung und Flächendruck gestatten, sollen die Sitzflächen zugunsten kräftiger Anpressung am geschlossenen Ventil so schmal wie möglich, aber am Sitz und Teller stets gleichbreit gehalten werden; letzteres um Gratbildungen

beim Einschleifen zu vermeiden. Schmale Sitzflächen verlangen aber besonders sorgfältige Führung der Teller gegenüber den Sitzen. Deshalb werden z. B. an mehrfachen Ringventilen, Abb. 797, sehr kräftige und lange Führungsbolzen vorgesehen, die auch etwaigen seitlichen Strömungsdrucken oder bei liegenden Ventilen der andauernden Wirkung des Tellereigengewichts gewachsen sein müssen.

Sehr schwierig ist es, zahlreiche Dichtflächen, wie sie an mehrringigen Ventilen, Abb. 797, vorkommen, zum gleichzeitigen Abdichten zu bringen. Es empfiehlt sich, die äußeren Ringe von den inneren unabhängig zu machen und getrennt einzuschleifen, eine Maßnahme, zu der man meist bei mehr als drei Ringen und namentlich bei kegeligen Sitzflächen greift.

Ein besonderes Hilfsmittel zur Abdichtung schaltet man bei den Fernis-Ventilen, Abb. 772, ein. Die Belastung, der die Ringe ausgesetzt sind, wird durch den Flächendruck längs der metallischen Auflagefläche aufgenommen, die Abdichtung aber durch weiche Leder- oder Gummistreifen bewirkt, die durch Bleche oder Rippen gehalten, beim Schluß des Ventiles selbsttätig durch den Flüssigkeitsdruck angepreßt werden. Selbst kleinen Fremdkörpern, die auf die Sitze gelangen, passen sich solche weichen Ringe an. Zu beachten ist, daß die Dichtmittel nicht etwa beim Arbeiten des Ventiles durch den Flüssigkeitsstrom unter rascher Abnutzung und Zerstörung hin- und hergebogen werden,

wie es in Abb. 773 links der Fall wäre. Die Herstellung der Lederringe erfolgt, nachdem sie vorher in warmem Wasser gut aufgeweicht sind, durch Pressen in einer Form, Abb. 774. Gummiringe werden in ähnlicher Weise in Formen in die verlangte Gestalt gebracht und darin vulkanisiert. Um den Überdruck beim

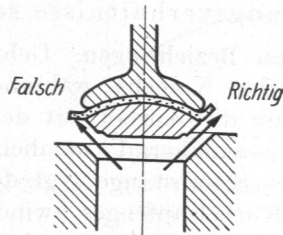


Abb. 773. Zur Ausbildung von Fernisventilen.

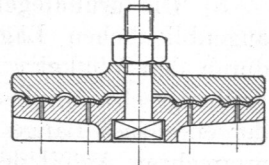


Abb. 774. Presse für die Lederringe des Fernisventils Abb. 772. M. 1:10.

Öffnen breiter Ringe zu erniedrigen, versieht man die Metallringe mit Nuten *N*, Abb. 772, die den Zutritt des Wassers zu den Dichtstreifen gestatten und das Anheben erleichtern. Fernis-Ventile sind namentlich bei unreinen Flüssigkeiten geboten, aber auch an größeren Ventilen, bei höheren Flüssigkeitsdrucken, von etwa 8 bis 10 at ab, zu empfehlen.

Je nach der Art des Belastungsmittels — Gewicht oder Feder —, unterscheidet man Gewichts- und Federventile: Abb. 768 und 766.

c) Die zu den Pumpenventilen verwandten Werkstoffe.

Die Ventile pflegen getrennt von den Pumpenkörpern, Zylindern oder Kolben, in denen sie sitzen, hergestellt zu werden — größere wegen ihrer verwickelten Form, kleinere wegen der leichteren Herstellung, namentlich, wenn es sich um die Ausführung in größerer Zahl oder in Massen handelt. Als Werkstoffe kommen wegen der meist nötigen Rippen vorwiegend gießbare in Betracht. Wegen des Rostens und der dadurch bedingten Zerstörung vermeidet man Eisen an den Sitzflächen und stellt die Ventile entweder ganz aus Messing, Bronze, Phosphorbronze oder verwandten Legierungen her oder schraubt dünne Bronzesitze auf die gußeisernen oder Stahlgußrippenkörper, Abb. 785.

Um die Sitzfläche beim Guß dicht zu bekommen, wird sie in der Form unten angeordnet, häufig auch geschlossen gegossen. In diesem Falle arbeitet man die Spalten und Sitze aus dem Vollen heraus, wobei man aber wegen der Kerbwirkung vermeiden soll, die radialen Rippen anzuschneiden, dadurch, daß man sie bei *a*, Abb. 795, gegenüber dem Sitz etwas zurücktreten läßt. Auch die eben erwähnten Bronzeringe, Abb. 785, pflegen aus einer vollen, auf dem Ventilkörper befestigten Platte durch Eindrehen der Spalten und Sitze hergestellt zu werden.

Bei salz- oder säurehaltigem Wasser sind die Werkstoffe je nach den Umständen besonders sorgfältig zu wählen; oft kann man durch Vermeidung verschiedener Metalle, die galvanische Elemente bilden oder durch Isolieren derselben voneinander die Zerstörung verlangsamten oder einschränken, vgl. Abb. 772 und die Ausführungen dazu auf S. 453.

Besonders hohe Anforderungen werden an die Teller durch die stoßweisen, dauernd wiederholten Beanspruchungen während des Betriebs gestellt. Bei geringen Drucken benutzt man, wie schon erwähnt, elastische Stoffe wie Leder bei kaltem oder weichen Gummi bei warmem Wasser, z. B. in den Kondensatorpumpen. Für mittlere Drucke wird Metall oder Hartgummi, letzterer bis zu 8 at, für hohe Drucke ausschließlich Metall, in der Hauptsache Bronze oder Phosphorbronze, in neuerer Zeit auch gepreßter oder durchgeschmiedeter zäher Stahl in Form dünner Platten verwandt. Dagegen haben sich

Teller aus gewalztem Blech häufig nicht bewährt, da sie längs der Walzrichtung geringere Festigkeit aufweisen und leicht brechen.

Bei der Durchbildung und Beurteilung selbsttätiger Pumpenventile ist neben der Bewegung der Flüssigkeit beim Durchtritt durch das Ventil (— jederzeit muß Hub und Spaltquerschnitt genügend groß sein —), auch die Bewegung des Tellers in bezug auf Verdrängung und Massenwirkung zu beachten.

d) Die Bewegungsverhältnisse selbsttätiger Pumpenventile.

a) **Die grundlegenden Beziehungen.** Geht man an Hand der Abb. 765 von der augenblicklichen Lage des Kolbens während des Druckhubes aus, gekennzeichnet durch den Winkel φ , den die Kurbel mit der Hauptmittellinie einschließt, so ist die Kolbengeschwindigkeit c annähernd, nämlich unter Vernachlässigung des Einflusses der endlichen Länge der Schubstange (vgl. den Abschnitt Kurbelgetriebe), durch den wagrechten Anteil der Kurbelzapfengeschwindigkeit u :

$$c = u \cdot \sin \varphi$$

gegeben. Die während der Zeit dt durch den Kolben vom Querschnitt F angesaugte Flüssigkeitsmenge ist daher:

$$dQ = F \cdot c \cdot dt = F \cdot u \cdot \sin \varphi \cdot dt.$$

In Abb. 765 ist sie angedeutet durch die kreuzweise gestrichelte Fläche. Die gleiche Menge muß während derselben Zeit dt durch den Ventilspalt, der in dem betrachteten Augenblick den Querschnitt f darbiete, mit der Geschwindigkeit $\mu \cdot v$ treten, wenn μ die Ausflußzahl bedeutet, so daß:

$$dQ = f \cdot \mu \cdot v \cdot dt \quad (176)$$

wird. μ kennzeichnet das Verhältnis der tatsächlichen Ausflußmenge zur theoretischen. $\mu \cdot v = v_m$ ist die mittlere Geschwindigkeit im Spalt.

Durch Gleichsetzen der beiden Ausdrücke für dQ ergibt sich als Beziehung zwischen der Kolbenfläche F und dem vom Ventil freizugebenden Spaltquerschnitt f :

$$F \cdot c \cdot dt = f \cdot \mu \cdot v \cdot dt; \quad F \cdot c = \mu \cdot v \cdot f. \quad (177)$$

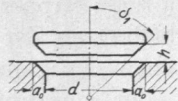


Abb. 775. Ventilteller mit kegelförmiger Sitzfläche.

f kann bei kegeligen, unter dem Winkel δ_1 geneigten Sitzflächen, Abb. 775, bei den meist geringen Hübten selbsttätiger Ventile genügend genau durch $l \cdot h \cdot \sin \delta_1$, bei ebenen Sitzflächen mit $\sin \delta_1 = 1$, durch $l \cdot h$, das Produkt aus dem Spaltumfang l und dem Hub h ersetzt werden, so daß ganz allgemein:

$$F \cdot c = l \cdot h \cdot \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v \text{ ist.}$$

Damit wird der Hub, den das Ventil haben muß:

$$h = \frac{F \cdot c}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} = \frac{F \cdot u \cdot \sin \varphi}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1}. \quad (178)$$

Die Kurbelgeschwindigkeit u pflegt praktisch gleichförmig zu sein. Nimmt man in erster Annäherung an, daß auch $\mu \cdot v$ einen bestimmten und stetigen Wert habe, so wird

auch $\frac{F \cdot u}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1}$ unveränderlich. Dieser Ausdruck stellt den höchsten Hub $h_{\max}$ dar, wie sich ergibt, wenn man für $\sin \varphi$ den größten Wert, nämlich 1 bei $\varphi = 90^\circ$ einsetzt, so daß schließlich für den Hub bei beliebigem Kurbelwinkel φ geschrieben werden kann:

$$h = h_{\max} \cdot \sin \varphi, \quad (179)$$

der Hub also annähernd durch eine Sinusfunktion des Kurbelwinkels φ ausgedrückt ist.

Diese Gleichungen bilden die Grundlage zur Berechnung der Ventilquerschnitte.

Trägt man den Hub h abhängig von der Zeit t auf, die wegen der gleichförmigen Kurbelzapfengeschwindigkeit auch dem Kurbelwinkel φ verhältnismäßig ist, so ergibt

sich als Ventilerhebungskurve eine Sinuslinie, Abb. 776. In Abhängigkeit vom Kolbenweg, eine Darstellung, wie sie der von dem Kreuzkopf angetriebene, mit dem Teller verbundene Stift des Indikators liefert, müßte eine Ellipse entstehen, Abb. 777 und 765 unten. (Denn, während der Hub bei einem beliebigen Kurbelwinkel φ nach Formel (179) gegeben ist, ist die Lage des Kolbens durch $x = R \cdot \cos \varphi$ gekennzeichnet, wenn R den Kurbelhalbmesser bedeutet und die endliche Länge der Schubstange vernachlässigt wird. Setzt man die Werte für $\sin \varphi$ und $\cos \varphi$ aus den beiden Beziehungen in $\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1$ ein, so findet

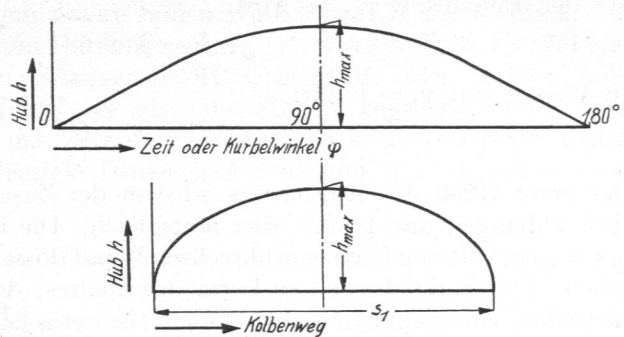


Abb. 776 und 777. Ventilhub in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel und vom Kolbenweg.

man die Gleichung einer Ellipse: $\frac{h^2}{h_{\max}^2} + \frac{x^2}{R^2} = 1$. Der größte Hub $h_{\max} = \frac{F \cdot u}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1}$ würde bei $\varphi = 90^\circ$, also in der Mittelstellung der Kurbel erreicht. Ihm entspricht der größte Querschnitt, den das Ventil freizugeben hat:

$$f_{\max} = l \cdot h_{\max} \cdot \sin \delta_1 = \frac{F \cdot c_{\max}}{\mu \cdot v} = \frac{F \cdot u}{\mu \cdot v}. \quad (180)$$

In den Totlagen, bei $\varphi = 0$ und 180° , wird $h = 0$; die Ventile sollten sich genau in den Totpunkten öffnen und schließen.

Der Spaltquerschnitt steht in enger Beziehung zur sekundlichen Fördermenge. Setzt man nämlich, ausgehend vom Kolbenhub s_1 :

$$u = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60},$$

so wird:

$$f_{\max} = \frac{\pi \cdot F \cdot s_1 \cdot n}{60 \cdot \mu \cdot v} = \frac{\pi \cdot Q_0}{\mu \cdot v} \text{ in } m^2, \quad (181)$$

wobei $Q_0 = \frac{F \cdot s_1 \cdot n}{60}$ die sekundliche Wassermenge in m^3 ist, die das Ventil zu verarbeiten hat.

Der größte Spaltquerschnitt hängt also lediglich von dieser Fördermenge ab, gleichgültig, aus welchen Einzelwerten für den Kolbenquerschnitt F , den Hub s_1 und die Umdrehzahl n sich Q_0 oder das Produkt $\frac{F \cdot s_1 \cdot n}{60}$ zusammensetzt. Eine Beziehung, die bei den Versuchen von Berg [IX, 6] dadurch bestätigt wurde, daß die untersuchten Ventile bei bestimmter Belastung und gleicher sekundlicher Fördermenge stets denselben größten Hub annahmen, unabhängig insbesondere von der Spielzahl, die in weiten Grenzen, nämlich zwischen 58 und 178 lag.

Damit der Teller bei einer gegebenen Spielzahl einen bestimmten größten Hub annimmt, muß er entweder das nötige Eigengewicht haben (an Gewichtsventilen) oder durch künstliche Mittel, insbesondere Federn, richtig belastet sein (an Federventilen). Zur Ermittlung dieser Größen dient die folgende Beziehung. Die unter dem Teller, im Ventilsitz vom Querschnitt f_1 in cm^2 befindliche Flüssigkeit itsteht beim arbeitenden, also geöffneten Ventil infolge der Belastung von P kg unter einer Pressung b , ausgedrückt in Metern Wassersäule:

$$b = 10 \frac{P}{f_1}.$$

Dabei setzt sich P aus dem Druck $\mathfrak{F}$ der Feder oder des sonstigen Belastungsmittels und dem Eigengewicht G des Tellers unter Abzug des Auftriebs, den dieser in der Flüssig-

keit erfährt, zusammen, während die lebendige Kraft des Tellers bei den geringen Eigengeschwindigkeiten vernachlässigt werden kann. Ist das Einheitsgewicht des Tellers γ , das der Flüssigkeit γ_1 , so wird:

$$P = \mathfrak{F} + G \left(1 - \frac{\gamma_1}{\gamma} \right). \quad (182)$$

In Wasser mit $\gamma_1 = 1$ gilt:

$$P = \mathfrak{F} + G \frac{\gamma - 1}{\gamma}. \quad (183)$$

Das erste Glied des Ausdruckes ist von der Zusammendrückung der Feder, also vom Hub abhängig, das zweite aber stets gleich. Die Pressung b würde dem Wasser, wenn es aus einer Öffnung in einer senkrechten Wand flösse, eine Geschwindigkeit $v' = \sqrt{2 g b}$ verleihen. Durch die besondere Form des Spaltes, des Tellers und der benachbarten Teile entstehen Abweichungen von dieser theoretischen Geschwindigkeit; die tatsächliche mittlere Geschwindigkeit wird:

$$\mu_P \cdot v' = \mu_P \sqrt{2 g b} \quad (184)$$

und die durch das Ventil in einer Zeit dt strömende Wassermenge:

$$dQ = f \cdot \mu_P \cdot v' \cdot dt,$$

welche beim Vergleich mit Formel (176) die Beziehung:

$$\mu_P \cdot v' = \mu \cdot v \quad (185)$$

zwischen μ_P und der Ausflußzahl μ liefert. μ_P , Abb. 788 und 789 läßt sich aus Versuchen ermitteln und wird Durchfluß(berichtigungs)zahl genannt, eine Bezeichnung, die leicht zu Verwechslungen mit μ Anlaß geben kann. Da μ_P aus der Belastung hergeleitet und zur Berechnung derselben benutzt wird, v' aber eine nur ideelle Geschwindigkeit ist, sei μ_P im folgenden mit Belastungszahl bezeichnet. (Dagegen ist die Geschwindigkeit v wichtig für die im Spalt auftretenden Verluste. $\mu \cdot v = v_m$ dient zur Ermittlung der Durchströmquerschnitte, insbesondere des größten Spaltquerschnittes, μ_P dagegen, wie später gezeigt wird, zur Berechnung der Belastung.)

Ist μ_P bekannt, so läßt sich die Belastung des Tellers in Metern Wassersäule aus:

$$b = \frac{1}{\mu_P^2} \cdot \frac{Q^2}{f^2 \cdot 2 g} = \frac{(v')^2}{2 g} \quad (186)$$

bestimmen.

Differentiiert man die Näherungsgleichung (179) der Ventilbewegung $h = h_{\max} \cdot \sin \varphi$ nach der Zeit t , so erhält man die Eigengeschwindigkeit des Tellers:

$$v_v = \frac{dh}{dt} = h_{\max} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = h_{\max} \cos \varphi \cdot \omega = h_{\max} \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot \cos \varphi. \quad (187)$$

Sie folgt einem Cosinusgesetz, erreicht also ihren größten Wert, wenn $\varphi = 0$ oder 180° ist, d. h. beim Öffnen und Schließen des Ventils, so daß der Teller sich stets mit einer endlichen Geschwindigkeit vom Sitz abheben sollte, aber auch auf denselben auftrifft.

β) Störungen der Ventilbewegung. Die eben erörterte Ventilbewegung unterliegt nun mancherlei Störungen; die wichtigste Rolle spielt bei den Pumpenventilen die Verdrängung, d. h. die Tatsache, daß der Teller selbst bei seiner Bewegung als Kolben wirkt. Außerdem ist die Annahme, daß die Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v$ stets gleich sei, nicht zutreffend. Daneben macht sich die Länge der Schubstange und die Reibung der Teller an ihren Führungen geltend, und schließlich können Störungen durch Schwingungen der Saug- und Druckwassersäulen, durch Eigenschwingungen der Teller und durch die vielfach benutzten Fänger und Puffer vorkommen.

Die Wirkung der Verdrängung werde an einer einfach wirkenden Pumpe für $Q = 1 \text{ m}^3/\text{min}$, Abb. 778, zahlenmäßig verfolgt. Bei $n = 60$ Umdrehungen in der Minute und $s = 500 \text{ mm}$ Hub muß die Pumpe unter Berücksichtigung des weiter unten erläuterten

Volligkeitsgrades ξ von 96% einen Kolben von 210 mm Durchmesser und $F = 346,4 \text{ cm}^2$ Querschnitt bekommen. Als Druckventil sei für die Betrachtung ein solches mit großer Verdrängung, ein in Wirklichkeit wegen des zu hohen Hubes nicht betriebsfähiges, einfaches Tellerventil, Abb. 783, von 182 mm Durchmesser, $h_{\max} = 45,5 \text{ mm}$ Hub, $f = 261 \text{ cm}^2$ Spaltquerschnitt und gleich großem Sitzquerschnitt f_1 gewählt. Der Kolben habe die Mittellage überschritten, das Ventil sei also im Sinken begriffen. Dann verdrängen Kolben und Ventilplatte in der Zeit dt die durch die kreuzweis gestrichelten Flächen in Abb. 778 angedeuteten Flüssigkeitsmengen $F \cdot c \cdot dt$ und $f_1 \cdot v_v \cdot dt$, wenn c die

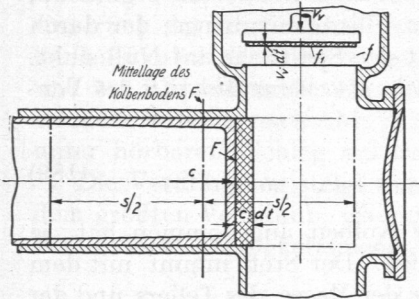


Abb. 778. Zur Wirkung der Verdrängung.

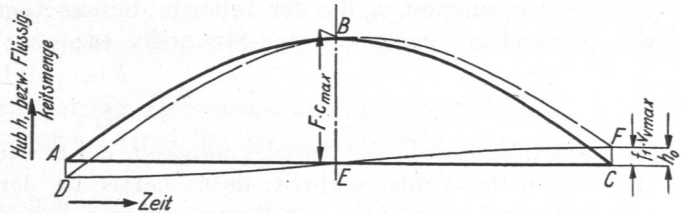


Abb. 779. Wirkung der Verdrängung.

augenblickliche Kolben-, v_v die Eigengeschwindigkeit des Tellers bedeuten. Die Mengen verhalten sich, weil F und f_1 unveränderlich sind, wie die Geschwindigkeiten c und v_v und können deshalb, bezogen auf die Zeit t , durch die Ordinaten der Sinuslinie ABC und diejenigen der Cosinuslinie DEF , Abb. 779, dargestellt werden. Dabei entspricht die größte Ordinate der Sinuslinie BE der bei der höchsten Kolbengeschwindigkeit verdrängten Wassermenge:

$$F \cdot c_{\max} = 0,0346 \cdot 1,57 = 0,0544 \text{ m}^3/\text{sek},$$

während die größten Ordinaten AD und CF der Cosinuslinie das Produkt:

$$\begin{aligned} f_1 \cdot v_{v\max} &= f_1 \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot h_{\max} \\ &= 0,0261 \cdot \frac{\pi \cdot 60}{30} \cdot 0,0455 = 0,00746 \text{ m}^3/\text{sek}, \end{aligned} \quad (188)$$

das mit Q_v bezeichnet sei, darstellen. Die Kurven sind gegeneinander versetzt, weil der Kolben in der Mitte des Hubes die größte Geschwindigkeit und Verdrängung aufweist, der Teller dagegen in der höchsten Stellung auf der Flüssigkeit schwebt, die größte Eigengeschwindigkeit und Verdrängung aber im Augenblick des Öffnens und beim Schluß erreicht. Die Summe der einzelnen Ordinaten führt zu der gestrichelten, nach dem Hubende zu verschobenen Linie, welche die Flüssigkeitsmengen kennzeichnet, die zu den einzelnen Zeiten durch das Ventil treten müssen, zugleich aber auch eine Abbildung des Ventilhubes gibt, wenn die Durchflußgeschwindigkeit unveränderlich angenommen wird. Sie zeigt, daß im Totpunkt C noch eine bestimmte Flüssigkeitsmenge durch das Ventil treten muß und daß der Teller um $h_0 = CF$ angehoben ist, also verspätet schließt. Bei einer mittleren Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v = 2 \text{ m}/\text{sek}$ würde der Teller noch um:

$$h_0 = \frac{Q_v}{(\mu \cdot v) \cdot l} = \frac{0,00744}{2 \cdot 0,57} = 0,0065 \text{ m} \quad \text{oder um } 6,5 \text{ mm}$$

vom Sitz entfernt sein.

Kommt der Kolben in dieser Stellung, also in der Totlage, zur Ruhe, wie es z. B. für Hubpumpen, die mit Pausen zwischen den einzelnen Spielen arbeiten, zutrifft, so muß die unter dem Teller eingeschlossene Wassermenge noch durch den Ventilsplatt

hindurchtreten. Da dieser aber immer enger wird und zunehmenden Widerstand bietet, wird die Tellerbewegung wirksam abgebremst; der Teller setzt sich ohne Stoß auf den Sitz. Ein Ventilschlag ist ausgeschlossen, so lange das vom Teller verdrängte Wasser keinen anderen Ausweg als den Ventilspalt hat. An derartigen Pumpen sind deshalb Ventile ganz einfacher Bauart mit großen Hübten zulässig.

Anders liegen die Verhältnisse bei Pumpen mit Kurbeltrieben. Bei ihnen wechselt in den Totpunkten die Richtung der Kolbenbewegung. Die Kolbenverdrängung wird negativ und daher ein Teil der unter dem Teller befindlichen Flüssigkeit zurückgesaugt. Dieser Betrag steigt entsprechend der Kolbengeschwindigkeit vom Werte Null beginnend, rasch an, während der Anteil der vom Teller verdrängten Flüssigkeitsmenge, der durch den Ventilspalt tritt, umgekehrt anfangs groß ist und mit der Spalthöhe auf Null sinkt. Die Geschwindigkeit v_s , die der Teller in diesem Augenblick, also beim Schluß des Ventils, hat und mit der er auf den Sitz trifft, ist:

$$v_s = \frac{F \cdot c}{f_1} \quad (189)$$

Je größer demnach die Geschwindigkeit c ist, die der Kolben angenommen hat, je später also das Ventil schließt, desto härter ist der Schlag. Der Stoß nimmt mit dem Quadrat der Umdrehzahl der Pumpe zu und hängt von der Masse des Tellers und der in seiner Nähe befindlichen Flüssigkeit ab, tritt aber nicht unvermittelt, sondern allmählich in Erscheinung, solange nicht weitere Störungen, wie Schwingungen, etwa infolge schlechter Saugverhältnisse, hinzukommen. Die Grenze, bis zu der ein Ventil stoßfrei arbeitet, ist deshalb häufig nicht scharf festzulegen, hängt vielmehr vom Gefühl des Beobachters ab, der nach der Erfahrung zu beurteilen hat, ob der Schlag bedenklich ist oder nicht.

Den Zeitpunkt oder die Kurbelstellung, bei der das Ventil schließt (den Schlußwinkel) und dadurch die Auftreffgeschwindigkeit rechnerisch genau zu bestimmen, ist man noch nicht in der Lage. Die gewöhnlich gemachte Voraussetzung, daß die Spaltgeschwindigkeit unveränderlich sei, ist bei den kleinen Hübten in der Nähe der Totlagen sicher nicht zutreffend.

In gleicher Weise schließt infolge der Verdrängung auch das Saugventil verspätet. So lange eines der Ventile noch offen ist, bleibt das Gegenventil geschlossen; mithin muß auch das Öffnen verspätet und unter Stoß erfolgen. Dieser Öffnungsstoß ist an den Saugventilen wegen der beschränkten Kräfte, die zur Wirkung kommen, meist gering, kann aber an den Druckventilen äußerst heftig werden, wenn die Hubzahl groß ist und wenn die Saugventile infolge ungünstiger Verhältnisse sehr verspätet schließen. Anlaß hierzu geben namentlich zu hohe Ventilbelastung, große Saughöhen und Widerstände in den Rohren und Ventilen, die bewirken, daß sich der Pumpenraum nicht genügend rasch und vollständig füllt.

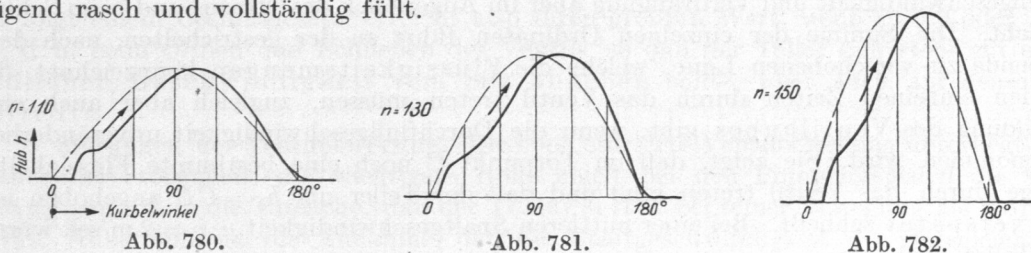


Abb. 780 bis 782. Ventilerhebungslinien des Ventils 6, Zusammenstellung 96, bei verschiedenen Spielzahlen (Berg).

Stark schlagende Ventile unterliegen rascher Abnutzung und baldiger Zerstörung an den Sitzen, so daß man im Betriebe genügend weit unter der Schlaggrenze bleiben muß.

Abb. 780 bis 782 zeigen in den ausgezogenen Kurven die tatsächlichen Ventilerhebungslinien eines zweiringigen Ventils, Nr. 6 der Zusammenstellung 96, S. 430, bei verschiedenen

Spielzahlen nach Berg, im Vergleich mit den theoretischen Sinuslinien. Der Teller des Ventils konnte sich längs der Führungsspindel frei bewegen; eine Hubbegrenzung war nicht vorgesehen. Deutlich tritt die Verspätung beim Öffnen und die etwas geringere beim Schließen hervor, ein Unterschied, der auf die elastischen Formänderungen des Pumpenkörpers und des Triebwerkes beim Druckwechsel, sowie auf die im Wasser enthaltene Luft zurückzuführen ist. Der Öffnungsstoß macht sich durch das scharfe Ansteigen der Linie, die steiler als die Sinuslinie ansetzt und durch die anschließende Schwingung geltend. Je höher die Umdrehzahl der Pumpe ist, desto größer wird der Hub und desto mehr verschiebt sich der Scheitel der Erhebungslinie nach dem Hubende, unter Verringerung der zum Schluß des Ventils zur Verfügung stehenden Zeit, desto steiler verläuft also auch die Linie im Augenblick des Schlusses. Während sich die Kurve in Abb. 780 und 781 allmählich der Grundlinie anschmiegt, das Ventil also unter Abbremsung ruhig schließt, trifft es nach Abb. 782 bei 150 Spielen in der Minute mit großer Geschwindigkeit unter hörbarem Schlag auf den Sitz.

Die Verdrängung steigt unter den gleichen Betriebsbedingungen verhältnismäßig mit dem größten Ventilhub, wie aus der Formel (188) für die im Totpunkt unter dem Teller vorhandene Flüssigkeitsmenge:

$$Q_v = f_1 \cdot \frac{\pi n}{30} \cdot h_{\max} = \text{konst} \cdot h_{\max}$$

hervorgeht. Nun ist man konstruktiv durch Ausbildung von Ring- oder Gruppenventilen in der Lage, den Hub durch Vergrößerung des Ventulumfanges zu verringern.

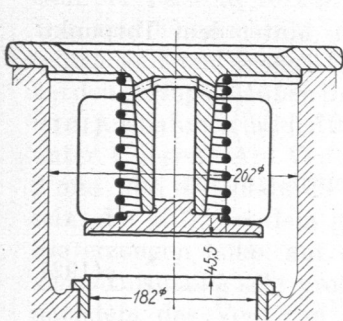


Abb. 783. Tellerventil (betriebsunbrauchbar).

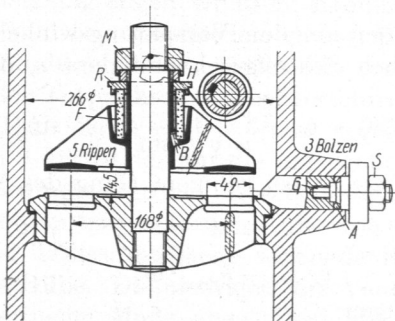


Abb. 784. Einfaches Ringventil, nach Riedler gesteuert.

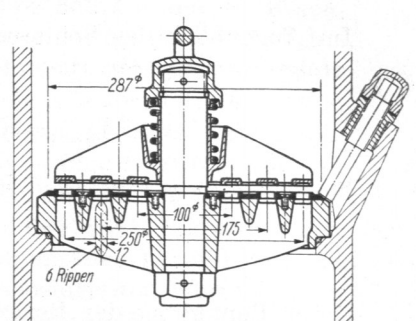


Abb. 785. Dreispaltiges Ringventil, selbsttätig.

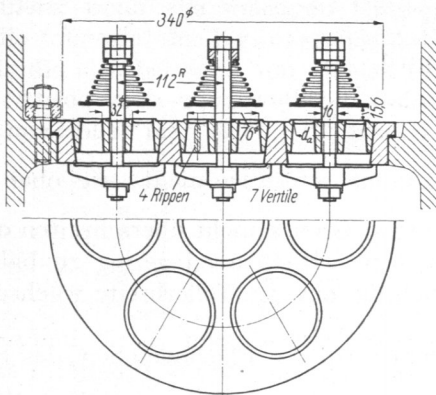


Abb. 786. Gruppentellerventil.

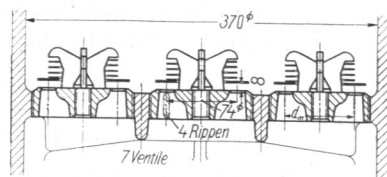


Abb. 787. Gruppenringventil.

Abb. 783 bis 787. Ventile für 1 m³/min in verschiedener konstruktiver Durchbildung. M. 1:8.

So zeigen die Abb. 784 bis 787 dem Tellerventil 783 gleichwertige mit kleineren Hübem, die daher auch dementsprechend geringere Verdrängung haben, weil die Sitzquerschnitte oder Tellerunterflächen aller dieser Ventile gleich groß sind. Die Verdrängung ist mithin

von der Ventilform abhängig. Sie ist groß an einfachen Teller-, kleiner an gleichwertigen Ringventilen; an vollkommen entlasteten fällt sie ganz weg.

An ein und demselben Ventil tritt die Wirkung der Verdrängung um so mehr zurück, je größer die Durchflußgeschwindigkeit und mithin die Fördermenge ist. Künstliche Mittel zur Beseitigung der Verdrängung, wie Verdrängerkolben oder Überströmventile führen zu großen Abmessungen und werden durch den besonderen Antrieb, den sie erfordern, zu umständlichen Einrichtungen.

Der mathematische Ausdruck für die Ventilbewegung unter Berücksichtigung der Verdrängung folgt aus der Gleichung (177), wenn man die Flüssigkeitsmenge unter dem Teller von der vom Kolben verdrängten in Abzug bringt:

$$\mu \cdot v \cdot f = F \cdot c - f_1 \cdot v_v \quad (\text{Westphalsche Gleichung [IX, 3]}). \quad (190)$$

Mit $f = l \cdot h \cdot \sin \delta_1$ und den Beziehungen (178, 179) und (187) ergibt sich der Hub:

$$h = \frac{F \cdot c}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} - \frac{f_1 \cdot v_v}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} = h_{\max} \left(\sin \varphi - \frac{f_1}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} \cdot \omega \cos \varphi \right).$$

Differentiiert man die Gleichung nach der Zeit t , so folgt die durch Beachtung der Verdrängung berichtigte Geschwindigkeit des Tellers:

$$\begin{aligned} v_v' &= \frac{dh}{dt} = h_{\max} \left(\cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} + \frac{f_1 \cdot \omega}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} \cdot \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right) \\ &= h_{\max} \left(\omega \cos \varphi + \frac{f_1}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \right). \end{aligned}$$

Im Augenblick des Schlusses, der um den Verspätungswinkel ψ hinter dem Totpunkt erfolgt, wird v_v' zur theoretischen Schlußgeschwindigkeit v_s des Tellers:

$$v_s = h_{\max} \left(\omega \cos(180 + \psi) + \frac{f_1}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1} \omega^2 \cdot \sin(180^\circ + \psi) \right). \quad (191)$$

Solange aber ψ sehr klein ist, wie es bei ruhigem Gang des Ventils zutrifft, ist:

$$\cos(180 + \psi) \approx -1 \quad \text{und} \quad \sin(180^\circ + \psi) \approx 0,$$

also

$$v_s = -h_{\max} \cdot \omega. \quad (192)$$

Unter Benutzung der Beziehungen:

$$h_{\max} = \frac{F \cdot u}{\mu \cdot v \cdot l \cdot \sin \delta_1}, \quad u = \frac{s_1}{2} \cdot \omega \quad \text{und} \quad \mu \cdot v = \mu_P \cdot v'$$

geht v_s über in:

$$v_s = -\frac{F \cdot s \cdot \omega^2}{2 \mu_P \cdot v' \cdot l \cdot \sin \delta_1}.$$

Das negative Vorzeichen weist nur darauf hin, daß die Bewegung dem positiv angenommenen Heben des Ventils entgegengesetzt gerichtet ist. Die dem Teller von der Masse M innewohnende lebendige Kraft $\frac{M v_s^2}{2}$ kommt sofern sie nicht, wie oben geschildert, abgebremst wird, als Stoß, der eine gewisse Grenze nicht überschreiten darf, zur Geltung. Konstruktiv wird man danach streben, alle Massen gering zu halten, in erster Linie die des Tellers selbst, dann aber auch die mit der Tellerbreite wachsende Masse des beteiligten Wassers.

Prof. Bonin, Aachen, bezieht die lebendige Kraft auf die Flächeneinheit des Sitzquerschnittes f_1 , bildet also die Größe:

$$\frac{M v_s^2}{2 f_1} = \frac{1}{2} \frac{G}{g f_1} \left(\frac{F_1 \cdot s_1 \cdot \omega^2}{2 \mu_P \cdot v' \cdot l \cdot \sin \delta_1} \right)^2.$$

Mit $\omega = \frac{\pi n}{30}$, $\frac{F \cdot s_1 \cdot n}{60} = Q_0$ und $\mu_P \cdot v' = \sqrt{2 g b_0}$, wenn b_0 die Belastung des geschlossenen Tellers in Metern Wassersäule bedeutet, geht der Ausdruck unter Trennung

der veränderlichen von den stets gleichen Größen und unter Einführung einer Berichtigungszahl ξ_1 , die wegen der am Stoß beteiligten Wassermasse notwendig wird, über in:

$$\frac{M \cdot v_s^2}{2 f_1} \leq \xi_1 \cdot \frac{\pi^4}{3600} \cdot \frac{G}{g \cdot f_1} \left(\frac{Q_0 \cdot n}{\sqrt{b_0} \cdot l \cdot \sin \delta_1} \right)^2 = \text{konst}$$

und schließlich unter Zusammenfassen der unveränderlichen Beiwerte in:

$$\frac{G}{f_1 \cdot b_0} \frac{Q_0^2 n^2}{l^2 \cdot \sin^2 \delta_1} \geq C^2.$$

Maßgebend ist mithin das auf der linken Seite stehende Produkt, während C als eine aus der Erfahrung zu bestimmende Zahl zu betrachten ist.

Um sowohl Ventile mit ebenen, wie kegelligen Sitzen durch eine einzige Zahl zu kennzeichnen, empfiehlt es sich, das Produkt:

$$C \cdot \sin \delta_1 \leq \sqrt{\frac{G}{f_1 \cdot b_0} \cdot \frac{Q_0 \cdot n}{l}} \quad (193)$$

zu benutzen, wie es in Spalte u der Zusammenstellung 96, Seite 430, unter Einsetzen von Q_0 in $\frac{l}{\text{sek}}$, f_1 in cm^2 , b_0 in Metern Wassersäule und l in cm berechnet worden ist. Trotz-

dem es sich um Ventile verschiedenster Größe und mannigfaltigster konstruktiver Durchbildung handelt, ist bemerkenswert, daß die an der Schlaggrenze liegenden, in der Zusammenstellung durch Fettdruck hervorgehobenen Werte für $C \cdot \sin \delta_1$ in der Mehrzahl der Fälle in verhältnismäßig engen Grenzen, nämlich zwischen 1,3 und 1,9 liegen. Das sind Unterschiede, die in den verschiedenen großen Wassermassen, die am Stoß beteiligt sind und in den Veränderungen begründet sein dürften, denen die Belastungszahl bei den geringen Hülen in den Totpunkten und bei verschiedenen Tellerformen unterworfen ist. Ausnahmen bilden die an den Ventilen 5 und 8 gefundenen niedrigen Zahlen, die unter 1 liegen. Am Ventil 5 dürfte das auf die ungewöhnlich geringe Sitzweite von nur 9 mm und die dadurch bedingten großen Geschwindigkeiten im Sitz zurückzuführen sein, die z. B. bei dem größten beobachteten Hube von 17,8 mm 8,9 m/sek erreichten. Sie erzeugen hohe, auf die Tellerunterfläche wirkende Strömungsdrucke und dadurch verhältnismäßig sehr große Hübe. Die niedrigen, am Ventil 8 ermittelten Werte stiegen, nachdem das Ventil in geringem Maße abgeändert, die Sitzbreite nämlich verringert worden war, bei den Versuchen der Gruppe 9 auf 2,63 und 1,48.

$C \cdot \sin \delta_1$ fällt mit zunehmender Belastung, die sich durch einen größeren Betrag für b_0 äußert, wenn alle sonstigen Größen unverändert gelassen werden. Deutlich zeigt das die folgende, der Krausschen Arbeit [IX, 14] entnommene Versuchsreihe am Ventil 11, die sich bei rund 100 Spielen in der Minute ergab:

	Druck der Feder bei geschlossenem Ventil $\mathfrak{F}_0$ kg	b_0 m Wasser	$C \cdot \sin \delta_1$
α	0	0,45	2,31
β	24	1,55	1,24
γ	49,5	2,71	0,94
δ	70	3,65	0,81
ε	89	4,52	(0,73) Schlaggrenze überschritten

Die Zahlen für $\mathfrak{F}_0$ und die nach Formel (211) berechneten Werte b_0 der Belastung des Tellers in Metern Wassersäule sind Mittelwerte aus den am Saug- und Druckventil festgestellten Einzelwerten. Im Falle β war die Schlaggrenze noch nicht erreicht, im Fall ε überschritten. Schaltet man die hohen Belastungen γ bis ε , die unnötig große, mit b_0 steigende Verluste bedingen, aus, so erscheint auch hier die Wahl von $C \cdot \sin \delta_1$ in den oben erwähnten Grenzen von 1,3 bis 1,9 zulässig, wobei man an den größeren Wert erst herangehen wird, wenn die Belastung in Rücksicht auf die Widerstände besonders niedrig gehalten werden muß.

Wenn die Bergschen Versuche an den Ventilen 3 bis 6 der genannten Beziehung scheinbar widersprechen, indem dort jeweils höherer Belastung größere Werte von $C \cdot \sin \delta_1$ entsprechen, so ist zu berücksichtigen, daß diese Versuche unter gleichzeitiger Änderung der Spielzahl und der Fördermenge durchgeführt wurden.

Bei der Berechnung neuer Ventile empfiehlt es sich, $C \cdot \sin \delta_1 = 1,1 \dots 1,3$ zu setzen, sofern die in der Zusammenstellung zu den einzelnen Ventilformen angegebenen Werte keinen näheren Anhalt geben.

Greift man ein bestimmtes Ventil heraus, so sind die Größen G , f_1 , $\sin \delta_1$ und l durch die Bauart, b_0 durch die Tellerbelastung gegeben, können also als Festwerte betrachtet werden. Verwendet man es an verschiedenen Pumpen, läßt es also unter anderen Bedingungen arbeiten, so sind in der Formel (193) nur noch Q_0 und n veränderlich. Das Produkt aus beiden, also aus der sekundlichen Wassermenge und der Spielzahl, darf mithin einen gewissen Höchstwert nicht überschreiten, wenn das betrachtete Ventil stoßfrei schließen soll.

$$Q_0 \cdot n = C_1 \quad (194)$$

Dieses Gesetz wurde zuerst von Bach [IX, 2] an Ventilen mit Gewichtsbelastung in der Form, daß das Produkt aus dem Hub und dem Quadrat der Umdrehzahl $s \cdot n^2$ ein Festwert sein müsse, experimentell nachgewiesen, dann von Klein [IX, 8] auch an einem Gewichtsring- und von Berg [IX, 6] an federbelasteten Ventilen bestätigt, von Krauss [IX, 14] aber wegen der allmählichen Zunahme der Stöße nicht scharf ausgeprägt gefunden. Die Größe des Produkts hängt von der Art des Ventils und der Höhe der Belastung ab. Sind Q_0 und n bekannt, so läßt sich die Verwendungsmöglichkeit des Ventiles unter veränderten Bedingungen beurteilen.

Beispiel 1. Das Ventil Nr. 5 der Zusammenstellung 96, S. 430, erreichte an einer Pumpe mit einem Kolbendurchmesser $D = 150$ mm und einem Hub $s_1 = 190$ mm bei $n = 103$ Umdrehungen in der Minute die Schlaggrenze. Somit ist der Festwert:

$$Q_0 \cdot n = \left(\frac{\pi}{4} D^2 \cdot s_1 \cdot \frac{n}{60} \right) \cdot n = \left(\frac{\pi}{4} 1,5^2 \cdot 1,9 \cdot \frac{103}{60} \right) 103 \approx 600 \frac{l}{\text{sek}} \cdot \frac{1}{\text{min}}.$$

Geht man der Sicherheit wegen auf 0,75 dieses Grenzwertes, das ist $Q_0 \cdot n = 450$ zurück, so darf das Ventil an einer Pumpe von $D_1 = 200$ mm und $s'_1 = 150$ mm noch bei $n = 76$ Umdrehungen in der Minute benutzt werden, wie aus der Beziehung:

$$\frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot s'_1 \cdot \frac{n_1^2}{60} = Q_0 \cdot n \quad \text{oder} \quad n_1 = \sqrt{\frac{60(Q_0 \cdot n)}{\frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot s'_1}} = \sqrt{\frac{60 \cdot 450}{\frac{\pi}{4} 2^2 \cdot 1,5}} = 75,8$$

folgt.

Beispiel 2. Ein Ventil, das in einer Pumpe mit 800 mm Kolbenhub, 250 mm Durchmesser und 60 Umdrehungen in der Minute noch ohne Stoß arbeitet, kann auch bei $n_1 = 80$ Hüben und $s'_1 = \frac{s_1 \cdot n^2}{n_1^2} = \frac{800 \cdot 60^2}{80^2} = 450$ mm Kolbenweg Verwendung finden. Soll dabei die geförderte Wassermenge die gleiche bleiben, so muß die Kolbenfläche und die Zahl der Ventile im umgekehrten Verhältnis der Hübe vergrößert werden.

$$F' = F \cdot \frac{s_1}{s'_1} = 491 \cdot \frac{80}{45} = 873 \text{ cm}^2; \quad D_1 \approx 335 \text{ mm Durchmesser.}$$

Reichten bei der ersten Ausführung 4 Ventile aus, so sind jetzt:

$$z' = \frac{4 \cdot 873}{491} \approx 7,2,$$

also mindestens 7 nötig.

Unter Benutzung der Gleichungen (180 und 181):

$$f_{\max} = h_{\max} \cdot l \cdot \sin \delta_1 = \frac{\pi \cdot Q_0}{\mu \cdot v} \quad \text{oder} \quad Q_0 = \frac{l \cdot \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v}{\pi} \cdot h_{\max}$$

wird:

$$Q_0 \cdot n = \frac{l \cdot \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v}{\pi} \cdot h_{\max} \cdot n = C_2 \cdot h_{\max} \cdot n, \quad (195)$$

da sich nämlich unter einer bestimmten Belastung des Tellers beim höchsten Hub stets die gleiche mittlere Durchflußgeschwindigkeit $\mu_P \cdot v' = \mu \cdot v$ einstellt, die somit als unveränderlich betrachtet werden darf. Die Kennzahl $Q_0 \cdot n$ läßt sich also auch durch das Produkt $h_{\max} \cdot n$ ersetzen, das nun die Verwendungsmöglichkeit des Ventiles durch Änderung des Hubes zu erweitern gestattet, allerdings nur in mäßigen Grenzen, soweit die Belastungszahl μ_P gleich groß angenommen und die Änderung der Belastung durch die stärkere oder schwächere Zusammendrückung der Feder vernachlässigt oder durch Nachstellvorrichtungen ausgeglichen werden kann.

Das Ventil des Beispiels 1 hatte bei $n = 90$ Spielen in der Minute einen Hub von 11,8 mm. Mithin betrug das Produkt $h_{\max} \cdot n = 11,8 \cdot 90 = 1062$. Will man das Ventil mit $n_2 = 100$ Spielen in der Minute arbeiten lassen, so muß die größte Hubhöhe auf $h''_{\max}$ verringert werden, so daß

$$h''_{\max} \cdot n_2 = h_{\max} \cdot n \quad \text{oder} \quad h''_{\max} = h_{\max} \cdot \frac{n}{n_2} = 11,8 \cdot \frac{90}{100} \approx 10,6 \text{ mm}$$

wird. Da aber bei der Ableitung die gleiche mittlere Spaltgeschwindigkeit vorausgesetzt ist, wird die Wassermenge Q_0'' , die das Ventil durchläßt, im Verhältnis der Hübe geringer:

$$Q_0'' = Q_0 \cdot \frac{h''_{\max}}{h_{\max}} = \frac{\pi}{4} \cdot 1,5^2 \cdot 1,9 \cdot \frac{90}{60} \cdot \frac{10,6}{11,8} = 4,52 \quad \text{statt} \quad 5,04 \frac{l}{\text{sek}}.$$

Die Werte für die Kennzahlen $n \cdot h_{\max}$ und $Q_0 \cdot n$ sind in den Spalten v und w der Zusammenstellung 96, Seite 430, für die dort aufgeführten Ventilformen enthalten. Beide Zahlen schwanken in viel weiteren Grenzen als der Festwert $C \cdot \sin \delta_1$, weil sie eben den einzelnen Ventilen und der Belastung, unter der die Teller stehen, eigen sind. $Q_0 \cdot n$ ist naturgemäß eine mit der Größe der Ventile steigende Zahl.

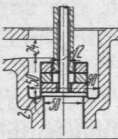
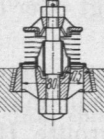
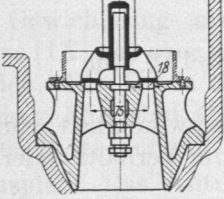
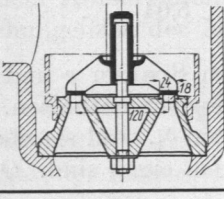
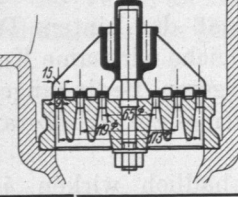
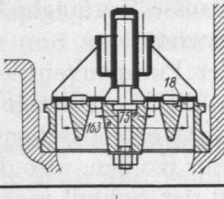
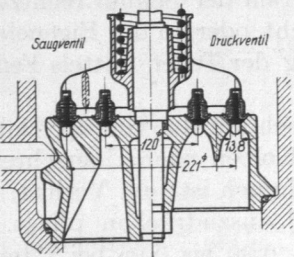
Die endliche Länge der Schubstange äußert sich dadurch, daß das hintere Druck- und das vordere Saugventil einer doppelt wirkenden Pumpe, gleiche wirksame Kolbenflächen auf beiden Seiten vorausgesetzt, unter um so ungünstigeren Bedingungen arbeiten als die andern, je größer das Verhältnis $R:L$ des Kurbelarmes zur Schubstangenlänge ist.

Fänger und Puffer zur Begrenzung des Hubes können schädlich wirken, indem sie die Teller durch Adhäsion länger, als die Strömungsverhältnisse verlangen, hochhalten, die Schlußbewegung verzögern und Schläge und Stöße verstärken.

Im ganzen genommen ist die Beherrschung der Bewegung der Pumpenventile beim Öffnen, günstige Ansaugverhältnisse vorausgesetzt, leicht, da die dazu nötige Kraft von außen stammt. Die meisten Saugventile werden durch den atmosphärischen Überdruck angehoben; die Kraft zum Öffnen der Druckventile gibt der Kolben, also die Maschine her. Schwierigkeiten bietet die Schlußbewegung. Soll der Schluß rechtzeitig erfolgen, so muß eine genügende Schlußkraft im Eigengewicht oder in der Eigenelastizität des Abschlußmittels oder in der künstlichen Belastung der Teller mittels Federn aus Stahl, Bronze oder Gummi vorhanden sein.

Das verspätete Öffnen und Schließen der Ventile wirkt noch auf die von der Pumpe gelieferte Flüssigkeitsmenge ein, welche um die von dem Kolben nach Überschreiten der Totlagen zurückgesaugten Mengen kleiner als das Hubvolumen ist; ein Verlust, den man durch den schon oben benutzten Völligkeitsgrad ξ auszudrücken pflegt. Er beträgt 0,96 bis 0,99 bei gut ausgeführten größeren Pumpen, 0,90 bis 0,95 bei Pumpen

Zusammenstellung 96. An selbsttätigen

a		b	c	d	e	f	g	h	i
Lfde. Nr.	Skizzen der Ventile, Maßstab 1:10	Art des Ventils	Teller- oder Ring- durchmesser mm	Sitz- weite mm	Tellerunter- fläche = Sitz- querschnitt f_1 cm ²	Spalt- länge l cm	Größ- ter Hub $h_{\max}$ mm	Spalt- quer- schnitt f cm ²	Spielzahl in der Minute n
1		Gewichtstellerventil m. ebenem Sitz	50	(25)	19,6	15,7	17,6	27,6	60
2		Einfaches Ringventil, als Gruppenventil verwandt, je 100 Saug- und 100 Druckventile	62,5	17,5	34,4	39,3	10,5 (be- rechnet)	41,3	60
3		Einfaches Ring- ventil schwach belastet stark belastet	75	18	42,4	47,1	11,1 17,4 11,0 16,8	52,3 82 51,9 79,2	144 110 195 149
4		Einfaches Ring- ventil schwach belastet stark belastet	120	18	67,9	75,4	9,3 13,2 13,6 17,7	70,1 99,6 102,6 133,5	144 118 176 150
5		Dreifaches Ringvent. m. ebenen Sitzen schwach belastet stark belastet	173 119 65	9	101	224	7,2 10,5 11,2 17,8	161 235,5 251 399	165 123 169 123
6		Zweiringi- ges Ventil m. ebenen Sitzen schwach belastet stark belastet	75 163	18	134,6	149,5	5,7 7,3 11,0 15,2	85,2 109,1 164,5 227	177 142 164 123
7		Zweiringiges Fernis- ventil m. kegeligen Sitzen	221 120	13,8	148,1	213,9	8,75 8,41	132 127	72,8

Pumpenventilen gefundene Versuchswerte.

<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>		<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>	<i>x</i>			
Förder- menge <i>Q</i> ₀ l/sek	Spalt- geschwin- digkeit <i>μ · v</i> m/sek	Teller- gewicht in Luft <i>G</i> , in Wasser <i>G'</i> kg	Federgewicht im Wasser kg	Belastung			Saughöhe m	Schluß- winkel <i>ψ</i>	Hub im Totpunkt mm	Zulässige Schlußge- schwindigkeit mm/sek	<i>C · sin δ</i> ₁ der Formel (193)	<i>n · h</i> _{max} <i>l</i> · $\frac{1}{\min}$	<i>Q</i> ₀ · <i>n</i> <i>l</i> · $\frac{1}{\min}$	Quelle und Bemerkungen			
				im Totpunkt		bei höchst. Hub <i>δ</i> _{max} kg											
				<i>δ</i> ₀ kg	<i>b</i> ₀ m Was- ser- säule												
1,51	1,72	1,055 0,933	—	—	0,476	—	—	—	—	—	1,94	1056	91	Bach: Z. V. d. I. 1886, S. 421f., insbes. S. 1038			
1,85	1,41	—	—	1,52	—	2,36	—	—	—	—	—	630	111	Hamburger Wasserwerk, Maschine IX—XI, Z. V. d. I. 1910, S. 875. Bei einzelnen Ventilen härterer Schlag			
1,87 2,37 2,53 3,21	1,12 0,91 1,53 1,27	0,75 0,66	—	—	0,715 1,719	0,324 0,56	1,23 1,52 2,59 3,05	— — — —	— — — —	160 bis 200	1,35 1,29 1,86 1,80	1600 1915 2145 2520	269 261 493 478	Berg: Kolbenpumpen, II. Aufl., S. 380f.			
2,59 3,23 4,82 5,41	1,16 1,02 1,48 1,27		— — — —	0,74 3,072			0,25 0,59	1,38 1,65 5,08 5,69	— — — —			— — — —	1,25 1,28 1,85 1,77		1340 1560 2395 2660	373 381 848 811	
4,52 5,32 7,44 9,06	2,81 2,26 2,96 2,27		3,04 2,68	—			0,83 3,517	0,35 0,61	1,33 1,56 6,87 8,84			— — — —	— — — —		0,98 0,86 1,24 1,11	1190 1290 1890 2190	746 654 1259 1114
3,18 3,92 7,22 9,06	1,17 1,13 1,38 1,25		2,86 2,53	—			0,815 4,192	0,25 0,50	1,21 1,32 7,49 8,71			— — — —	— — — —		1,10 1,09 1,38 1,54	1010 1040 1800 1870	563 556 1184 1114
15,3	1,15 1,20	8,89 7,60	1,55 0,78	0 0	0,62 0,57	42,1 40,6	2	4°56' 5°32'	0,93 0,75	110 bis 120	1,63	637 613	1100		Druckventil Saugventil		
Krauss: Forschungs- arbeit 233, S. 56, Vers. Nr. 3. <i>μ_P</i> vgl. Abb. 789, Linie <i>D</i>																	

Krauss: Forschungsarbeit 233, S. 56, Vers. Nr. 3. μ_P vgl. Abb. 789, Linie D

a		b	c	d	e	f	g	h	i
Lfd. Nr.	Skizzen der Ventile, Maßstab 1:10	Art des Ventils	Teller- oder Ring- durchmesser mm	Sitz- weite mm	Tellerunter- fläche = Sitz- querschnitt f_1 cm ²	Spalt- länge l cm	Größ- ter Hub $h_{\max}$ mm	Spalt- quer- schnitt f cm ²	Spielzahl in der Minute n
8		Einfaches Ringventil nach Hörbiger	190	26,2	156,4	119,1	4,64 5,65 4,56 4,65	55,2 67,2 54,3 55,4	74,3 73,8
9		Dasselbe Ventil, je- doch Sitz- breite verringert	189,8	27,2	165,4	119,2	10,02 9,14 10,28 11,04	119,5 108,9 122,6 131,7	73,1 148,6
10		Dreiringiges Fernisventil mit kegeligen Sitzen	224 154 85	11,6	168,8	290,8	7,46 7,85 11,79	153 162 242	101,6 123,4
11		Dreiringiges Ventil mit ebenen Sitzen	216 150 84	15,5	218,8	282,9	9,98 8,89 8,02 6,53 9,92 9,36	282 251 227 185 281 265	100,4 122,4 122,1
12		Einringiges Kanali- sations- pumpen- ventil	300	76	716	188,5	25,9 22,5	488,2 424,1	60,7
13		Vierringiges Schöpf- pumpen- ventil	790 614 438 262	38	2512	1322	16,9 20,7	2234 2736	60

(Fortsetzung).

<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>			<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>	<i>x</i>	
Förder- menge <i>Q</i> ₀ l/sek	Spalt- geschwin- digkeit <i>μ · v</i> m/sek	Teller- gewicht in Luft <i>G</i> in Wasser <i>G'</i> kg	Federgewicht in Wasser kg	Belastung			bei höchst. Hub <i>δ</i> _{max} kg	Saughöhe m	Schluß- winkel <i>ψ</i>	Hub im Totpunkt mm	Zulässige Schlußge- schwindigkeit mm/sek	<i>C · sin δ</i> ₁ der Formel (193)	<i>n · h</i> _{max} <i>n</i> $\frac{1}{\text{min}}$ mm $\frac{1}{\text{min}}$	<i>Q</i> ₀ · <i>n</i> $\frac{1}{\text{min}}$ $\frac{l}{\text{sek}}$	Quelle und Bemerkungen	
				im Totpunkt												
				<i>δ</i> ₀ kg	<i>b</i> ₀ m Was- ser- säule											
15,6	2,83 2,32	0,99 0,87	0,19	23,9 22,8	1,64 1,51	98,5 106	2,04	2°4' 3°7'	0,27 0,27	110 bis 120	0,632	345 420	1140	Druckventil Saugventil	Krauss: For- schungsarbeit 233, S. 88, Vers. Nr. 2 u. 3. <i>μ_P</i> vgl. Abb. 788 Lin. d	
15,5	2,86 2,80			23,9 22,8	1,64 1,51	97 91	4,05	2°5' 7°38'	0,28 2,11			0,625	337 343	1140		Druckventil Saugventil
15,4	1,29 1,41	0,95 0,83	0,34	0 0	0,07 0,07	36,2 39,4	2	3°1' 2°16'	0,7 0,4		2,63	733 668	1125	Druckventil Saugventil	Krauss: For- schungsarbeit 233, S. 88, Vers. Nr. 3 u. 38. <i>μ_P</i> vgl. Abb. 788 Lin. e	
23,1	1,88 1,75			33,8 0	2,17 0,07	35,0 1,2	2	2°26' 5°31'	0,64 1,40			1,48 —	1530 1640	3430		Druckventil Saugventil
16,4	1,07 1,01	5,96 5,14	0,56 0,55	0 0	0,34 0,34	38,2 39,2	2	3°39' 4°1'	0,57 0,36		1,76	758 797	1670	Druckventil Saugventil	Krauss: Forschungs- arbeit 233, S. 78, Vers. Nr. 32 u. 14. <i>μ_P</i> vgl. Abb. 789, Linie E	
25,9	1,07 —			29,3 0	2,07 0,34	91 —	2	2°58' —	0,36 —			1,44 —	1460 —	3200 —		Druckventil Saugventil
21,1	0,75 0,84	9,41 8,26	1,55	0 0	0,45 0,45	36,7 44,9	2	1°38' 1°52'	0,28 0,19		2,33	1002 894	2120	Druckventil Saugventil	Krauss: Forschungs- arbeit 233, S. 40, Vers. Nr. 7, 32 u. 13. <i>μ_P</i> vgl. Abb. 788, Linie f	
19,1	0,84 1,03			7,0 7,0	0,77 0,77	35,6 —	2	3°7' 3°37'	0,60 0,24			1,95	983 800	2340		Druckventil Saugventil
25,6	0,91 0,96	23,7 24,4	1,53 1,56	65 74,4	2	2°1' 4°3'	0,15 0,14	1,93	1210 1140		3130	Druckventil Saugventil				
48,6	3,13 3,61	6,70 6,00	— —	47 60	0,74 0,92	130 151,5	—	—	—		—	1,23 1,13	1542 1366	2950	Schoene: Z. V. d. I. 1913, S. 1246	
182	2,56 2,09	103 90	—	200	1,15	284,5 303,5	4	—	—		—	1,55	1014 1240	10920	Saugventil Druckventil	Hamburger Wasserw. wärder Insel, Maschine I; Schröder: Z. V. d. I. 1902, S. 661

a	b	c	d	e	f	g	h	i	
Lfd. Nr.	Skizzen der Ventile, Maßstab 1:10	Art des Ventils	Teller- oder Ring- durchmesser mm	Sitz- weite mm	Tellerunter- fläche = Sitz- querschnitt f_1 cm ²	Spalt- länge l cm	Größ- ter Hub $h_{\max}$ mm	Spalt- quer- schnitt f cm ²	Spielzahl in der Minute n
14		Fünfringiges Wasserpumpenventil	874 718 562 406 250	34	3000	1765	14,8 13,3	2612 2347	50

mittlerer Größe. Dabei sind auch die Beträge eingerechnet, die durch die normale, geringe Undichtheit der Ventile und durch die elastischen Ausdehnungen des Pumpenraumes während des Druckhubes entstehen.

e) Der Dichtungsdruck der selbsttätigen Ventile.

Er ist, wenn man vom Einfluß des Eigengewichts und der äußeren Belastung absieht, durch den Druckunterschied über und unter dem Teller, bezogen auf die Einheit der Sitzlänge, also durch den Ausdruck:

$$\frac{(p_1 - p_2) \cdot f_1}{l}$$

gekennzeichnet, wenn p_1 den Druck in at auf der belasteten Fläche des geschlossenen Ventils, p_2 denjenigen auf der anderen bedeutet. Als Vergleichswert verschiedener Ventilarten kann $\frac{f_1}{l}$ dienen, indem man den Dichtungsdruck auf $p_1 - p_2 = 1$, d. h. auf je eine Atmosphäre Überdruck bezieht. Dieser Wert wird bei Tellerventilen sehr groß, nimmt für das Ringventil gleichen Durchgangquerschnittes ab und wird für entlastete Ventile Null. Letztere dichten also nicht mehr selbsttätig ab. Siehe hierzu die vorletzte Zeile der vergleichenden Zusammenstellung 99, S. 451, verschiedener Ventile. Durch äußere Belastung kann der Dichtungsdruck naturgemäß vermehrt und die Abdichtung verbessert werden.

f) Versuchswerte.

In der vorstehenden Zusammenstellung 96 sind die bei Versuchen an Ventilen verschiedenster Art gefundenen wichtigsten Zahlen zusammengestellt. Sie sollen Anhaltspunkte bei der Berechnung und Durchbildung neuer Ventile geben. Der leichten Übersicht wegen ist der Sitzquerschnitt (Spalte e) und damit auch annähernd die Fördermenge (Spalte k) zur Ordnung benutzt, indem die kleineren Ventile oben, die größeren unten stehen; außerdem sind die Ausführungen durch Skizzen der wesentlichen Teile in durchweg dem gleichen Maßstabe (1:10) veranschaulicht. Die bei den Versuchen angebrachten Meßvorrichtungen und Mittel zur Veränderung der Belastung an den Ventilen Nr. 7 bis 11 wurden weggelassen; auch bezüglich weiterer Einzelheiten muß auf die in Spalte x aufgeführten Quellen verwiesen werden, in denen die Ventile meist in größerem Maßstabe wiedergegeben sind.

(Fortsetzung).

<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>		<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>	<i>x</i>
Förder- menge <i>Q</i> ₀ l/sek	Spalt- geschwin- digkeit <i>μ · v</i> m/sek	Teller- gewicht in Luft <i>G</i> in Wasser <i>G'</i> kg	Federgewicht in Wasser kg	Belastung			Saughöhe m	Schluß- winkel <i>ψ</i>	Hub im Totpunkt mm	Zulässige Schlußge- schwindigkeit mm/sek	<i>C · sin δ</i> der Formel (193)	<i>n · h</i> _{max} $\frac{1}{\text{min}}$	<i>Q</i> ₀ · <i>n</i> $\frac{1}{\text{min}}$	Quelle und Bemerkungen
				im Totpunkt		bei höchst. Hub <i>γ</i> _{max} kg								
				<i>γ</i> ₀ kg	<i>b</i> ₀ Was- ser- säule									
192	2,31 2,57	139 122	—	150 200	0,91 1,07	224 216	2,25	—	—	—	1,23 1,13	740 665	9600	Saugventil
Hamburger Wasserwerk, Rothenburgsort, Maschine VIII; Schröder: Z. V. d. I. 1902, S. 661.														

Hamburger Wasserwerk,
Rothenburgsort, Maschine
VIII; Schröder: Z. V. d. I.
1902, S. 661.

Im allgemeinen wurden aus den oft umfangreichen Zahlenreihen, namentlich der Krauss'schen Arbeit, — ausgehend von den Spielzahlen in der Minute — solche Versuche herausgegriffen, die größte Hübe bei günstigen Belastungsverhältnissen und gerade noch ruhigem Gang der Pumpe aufwiesen.

Im einzelnen sei das Folgende bemerkt: Die Hübe, Spalte *q* und *s*, wurden, mit Ausnahme desjenigen am Ventil 2, unmittelbar beobachtet oder gemessen. Sie sind zum Teil, so namentlich an den lfdn. Nrn. 1, 3, 12 und 13, größer, als man bisher vielfach für zulässig erachtete.

Die mit den Ventilen 5 und 6 angestellten Versuche zeigen die Wirkung verschiedener Fördermengen (Spalte *k*) auf die Spielzahl in der Minute (Spalte *i*) und auf den höchsten Hub (Spalte *g*). Dabei ist je eine schwache und je eine starke Feder verwandt, wie aus den Belastungen (Spalte *o* und *p*) hervorgeht. Auch die Zahlen zu den Ventilen 9 und 11 lassen den Einfluß der Federkräfte erkennen.

Genaueren Einblick in die Verhältnisse beim Schließen der Ventile, insbesondere über die wirkliche Größe des Hubes im Totpunkt und über den Schlußwinkel (Spalte *r* und *s*) auf Grund von sehr sorgfältig aufgenommenen Schaulinien geben die Untersuchungen von Krauss an den Ventilen 7 bis 11. Die Zahlen weichen untereinander noch recht beträchtlich ab; an Hand seiner zahlreichen Beobachtungen betrachtet Krauss aber eine Schlußgeschwindigkeit von 100 bis 120 mm/sek als zulässige Grenze beim normalen Betrieb. Bei 80 mm/sek ergab sich ganz ruhiger Gang, bei 130 mm/sek lautes Schlagen. Berg gibt auf Grund seiner Versuche an den Ventilen 3 bis 6 160 bis 200 mm/sek an.

Das von K. Schoene angegebene Ventil Nr. 12 soll als Ersatz gesteuerter Klappen an Kanalisationspumpen dienen. Es hat in Rücksicht auf die groben Unreinigkeiten in derartigem Wasser ungewöhnlich große Sitzweiten und Hübe. Der Teller besteht aus einem einzigen Bronzering, der durch drei Blattfedern belastet ist, die, an einem sternförmigen Halter verschraubt, den Hals des Tellers umfassen und führen. Dadurch werden die sonst üblichen Führungsbolzen mit ihren Nachteilen: der oft starken Reibung und der Gefahr des Klemmens und des Festsetzens der Teller infolge von Unreinigkeiten vermieden. Die Ventile zeigten bei der Untersuchung im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin starke Schwingungen infolge des Eröffnungsstoßes, schlossen aber ruhig.

Nr. 13 und 14 sind als gesteuerte Ventile nach Riedler durchgebildet, liefen jedoch bei den Versuchen, die die angeführten Zahlen ergaben, nach Wegnahme der Steuerungen und nach Einbau von Belastungsfedern als völlig selbsttätige.

In Spalte *u* sind die für die Berechnung der Belastung im Totpunkt wichtigen Größen $C \sin \delta_1$ der Formel (193) zusammengestellt. Vergleiche die dazugehörigen Ausführungen auf Seite 426.

g) Berechnung und konstruktive Durchbildung selbsttätiger Pumpenventile.

Sie erstreckt sich α) auf die Durchgangquerschnitte für die Flüssigkeit, β) die Belastung, γ) die Beanspruchung der einzelnen Teile. Bei der Gestaltung kann man diese Reihenfolge nicht immer einhalten, sondern ermittelt zunächst die nötigen Sitz- und Spaltquerschnitte und dann unter gleichzeitiger konstruktiver Durchbildung des Ventiles die Beanspruchung der einzelnen Teile und die Belastung.

Zu α). Die Grundlagen geben die Formeln (180) und (181). Sie gestatten, aus der Kolbenfläche F und der größten Kolbengeschwindigkeit $c_{\max}$ oder der sekundlich zu fördernden Wassermenge Q_0 unter Wahl der mittleren Geschwindigkeit $\mu \cdot v$ den größten Ventilquerschnitt:

$$f_{\max} = \frac{F \cdot c_{\max}}{\mu \cdot v} = \frac{\pi \cdot Q_0}{\mu \cdot v}, \quad (196)$$

ferner unter weiterer Annahme des größten Hubes $h_{\max}$ den Spaltumfang:

$$l = \frac{f_{\max}}{h_{\max} \cdot \sin \delta_1} \quad (197)$$

zu ermitteln. Aus diesen Größen ergeben sich, nachdem der Entscheid über die Art des Ventiles getroffen ist, entweder die grundlegenden Abmessungen der Sitz- und Tellerfläche, von denen ausgehend das gesamte Ventil durchgebildet wird, oder die Anzahl der zu verwendenden Gruppenventile.

Was nun die mittlere Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v$ anlangt, so ist es zwecks Beschränkung der Abmessungen der Ventile vorteilhaft, sie so groß wie möglich zu nehmen; andererseits ist aber zu beachten, daß die Strömungswiderstände und Energieverluste mit dem Quadrat der wirklichen Geschwindigkeit wachsen. Bei geringen Drucken müssen, um diese Verluste nicht zu bedeutend werden zu lassen, mäßige Geschwindigkeiten gewählt werden; bei hohen Pressungen kann man einen größeren Druckhöhenverlust hinnehmen und dementsprechend mit höherer Spaltgeschwindigkeit rechnen. Zu hohe Geschwindigkeiten bedingen, besonders bei unreinen Betriebsmitteln, starken Verschleiß.

Übliche Werte für $\mu \cdot v$ sind bei mäßiger Saughöhe an

Wasserwerkpumpen mit geringer Förderhöhe (Schöpfungspumpen) . . .	1 . . . 2	m/sek
Wasserwerkpumpen mit größerer Förderhöhe	1,5 . . . 2,5	„
Wasserhaltungspumpen in Bergwerken	2 . . . 3	„
Pumpen für hohe Drucke (Preßpumpen)	3 . . . 5	„

Große Saughöhe ist durch niedrige Wahl der Spaltgeschwindigkeit oder, wenn die Saug- und Druckventile nicht gleichartig ausgestaltet zu werden brauchen, durch größeren Durchflußquerschnitt in den Saug- oder durch Einbau einer erhöhten Zahl von Gruppenventilen zu berücksichtigen.

Der größte Hub hängt von der Spielzahl und der konstruktiven Durchbildung des Ventiles ab, wie die Zusammenstellung 96, Seite 430, an den Zahlen der Spalte *g* im Vergleich mit Spalte *i* und den Abbildungen zeigt. An Hand dieser Angaben ist man in der Lage, den größten Hub $h_{\max}$ zu wählen, wenn die beabsichtigten Spielzahlen mit denen der Zusammenstellung übereinstimmen. Ist das nicht der Fall, so gibt das Produkt $n \cdot h_{\max}$ in Spalte *v* die Möglichkeit, den Hub innerhalb nicht zu weiter Grenzen zu verändern, wie im obenstehenden Beispiel 2 gezeigt wurde. Dabei empfiehlt sich, etwas

unter den angeführten Werten zu bleiben, die, wie oben hervorgehoben, meist an der Schlaggrenze liegen.

An voneinander unabhängigen Gruppenventilen soll man die Hübe besonders klein wählen, weil bei Unterschieden in der Belastung oder bei unregelmäßigem Arbeiten die Gefahr besteht, daß sie nicht gleichzeitig schließen und daß die zuletzt noch offenen besonders scharf zugeschlagen werden. (Vgl. Schröder, Z. V. d. I. 1910, Seite 876.)

Daß dagegen an Hubpumpen, bei welchen die Ventile während der Pausen Zeit haben, auf den Sitz zu kommen, konstruktiv sehr einfache Ventile mit großen Tellerwegen von 15 bis 20 und mehr Millimetern genommen werden dürfen, war oben begründet worden. Auch Ventile mit Zwangschluß nach Riedler sind nicht an kleine Hübe gebunden, weil die schwierige Schlußbewegung durch die Steuerung beherrscht wird.

Hierbei sei hervorgehoben, daß kleiner Hub durchaus nicht etwa große Abmessungen der gesamten Fläche, die das Ventil beansprucht oder auf welcher die Ventile verteilt sind, bedingt. Die Zunahme hängt vielmehr von der konstruktiven Ausbildung ab. Bei Annahme gleicher Durchströmquerschnitte im Sitz, im Spalt und zwischen den einzelnen Ringen oder Ventilen sowie den anschließenden Wandungen wird der Gehäusequerschnitt, ohne Rücksicht auf die Sitzbreite und Führung gleich $2f$ sein müssen. Um wieviel diese untere Grenze bei verschiedenen Formen überschritten wird, zeigen die Abb. 783 bis 787, die ein Teller-, ein einfaches und ein mehrfaches Ringventil, sowie Gruppenventile, sämtlich aber gleichen Gesamtquerschnitts darstellen. Vgl. hierzu die näheren Ausführungen auf S. 450 und Zusammenstellung 99.

Ein anderer Weg ist, zunächst die Sitzweite, wie folgt, zu berechnen. Nach Abb. 779 und den Ausführungen auf Seite 423 verhält sich der Hub im Totpunkt h_0 zum größten $h_{\max}$:

$$\frac{h_0}{h_{\max}} = \frac{Q_v}{F \cdot c_{\max}} = \frac{f_1 \cdot v_{v\max}}{f_{\max} \cdot \mu \cdot v}, \quad (198)$$

nämlich wie die Verdrängung des Ventiltellers in der Totlage des Kolbens $Q_v = f_1 \cdot v_{v\max}$ zur Verdrängung durch den Kolben in Hubmitte $F \cdot c_{\max} = f_{\max} \cdot \mu \cdot v$. Daraus leitet Kutzbach in der 24. Auflage der Hütte Bd. I, S. 970, unter Benutzung der in Abb. 770 an einem Ringventil mit kegeligem Sitz eingetragenen Bezeichnungen eine Beziehung zwischen der lichten Weite a , der minutlichen Spielzahl n und der mittleren Wassergeschwindigkeit $\mu \cdot v$ ab:

$$\frac{h_0}{h_{\max}} = \frac{\pi \cdot d_m \cdot a}{2} \cdot \frac{\frac{\pi \cdot n \cdot h_{\max}}{30}}{\pi \cdot d_m \cdot h_{\max} \cdot \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v} = \frac{\pi a \cdot n}{60 \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v}.$$

Nach den Versuchen von Berg [IX, 6] war nun bei einer Spalthöhe im Totpunkt $h_0 = \frac{1}{60} h_{\max}$ noch kein Aufsetzen zu hören. Bei einem dreimal größeren Betrage erfolgte der Schluß mit einem dumpfen Ton. Auch die Versuche von Krauss an den Ventilen 7 bis 11 der Zusammenstellung 96, Spalte s und g , bestätigen, daß im Totpunkte Hübe bis zu $\frac{1}{20} h_{\max}$ zulässig sind. Damit wird, unter Ausgleich der verschiedenen Maßeinheiten in der vorstehenden Formel:

$$\frac{\pi \cdot a \cdot n}{100 \cdot 60 \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v} = \frac{1}{20} \text{ bis } \frac{1}{60};$$

oder:

$$\frac{a \cdot n}{\mu \cdot v \sin \delta_1} \approx 30 \dots 100. \quad (199)$$

Werte für $\frac{a}{\sin \delta_1}$ an Ringventilen oder sinngemäß für den halben Sitzdurchmesser an Tellerventilen gibt die folgende Zusammenstellung.

Zusammenstellung 97. Werte für $\frac{a}{\sin \delta_1}$ nach Formel (199).

Spielzahl n	$\mu \cdot v$ m/sek	1	2	3	4	5
50	$\frac{a}{\sin \delta_1}$ cm	0,6 ... 2,0	1,2 ... 4,0	1,8 ... 6,0	2,4 ... 8,0	3,0 ... 10,0
100		0,3 ... 1,0	0,6 ... 2,0	0,9 ... 3,0	1,2 ... 4,0	1,5 ... 5,0
250		0,12 ... 0,4	0,24 ... 0,8	0,36 ... 1,2	0,48 ... 1,6	0,6 ... 2,0

Durch die Wahl von a ist bei gleicher Durchflußgeschwindigkeit im Sitz und Spalt, vgl. Abb. 770, auch der größte Hub

$$h_{\max} = \frac{a}{2 \sin \delta_1} \quad (200)$$

gegeben. Daß man allerdings bei Gruppenventilen besonders kleine Werte für $h_{\max}$ nehmen soll, war auf Seite 437 schon erwähnt worden.

Ob die von Berg und Krauss beobachteten Werte ganz allgemein gelten und ob die Formel auch bis zu 250 Hüben in der Minute sowie für beliebig schwere Teller zutrifft, erscheint nicht sicher. Immerhin deuten die Zahlen auf wichtige Zusammenhänge zwischen der Sitzweite oder dem Hub und der Spielzahl sowie der mittleren Geschwindigkeit hin, die durch Versuche nachgeprüft werden sollten. Mit zunehmender Geschwindigkeit sind nach der Kutzbachschen Formel größere Sitzweiten und Hübe zulässig und zweckmäßig.

Bei der Anwendung auf die Ventile der Zusammenstellung 96, wobei $\mu \cdot v$ der Spalte l , die zugehörigen größten Hübe der Spalte g entnommen wurden, zeigten Nr. 2, 10, 11, 13, 14 befriedigende Übereinstimmung, indem die tatsächlichen Größen zwischen den errechneten Grenzwerten liegen. Nr. 3, 4, 5 und 6 haben größere Sitzweiten und Hübe als die Formeln verlangen, 1 weist einen größeren tatsächlichen Hub auf, dagegen ergaben 7 und bei manchen Versuchen auch 9 kleinere Hübe. Die an dem Hörbiger Ventil unter Nr. 8 gefundenen Zahlen fallen aus dem Rahmen heraus; in der nur wenig geänderten Form Nr. 9 zeigt sich aber befriedigende Übereinstimmung. Schließlich besitzt Nr. 12 eine verhältnismäßig große Sitzweite. Vgl. die folgende Zusammenstellung, in der Nr. 8 weggelassen wurde.

Zusammenstellung 98. Zur Nachprüfung der Formel (199) an Hand der Ventile der Zusammenstellung 96.

Ventil Nr.	Sitzweite		Größter Hub	
	tatsächlich cm	nach Formel (199)	tatsächlich cm	nach Formel (200)
1	2,50	0,86 ... 2,85	1,76	0,43 ... 1,42
2	1,75	0,71 ... 2,34	1,05	0,35 ... 1,17
3	1,8	0,25 ... 0,85	1,3	0,10 ... 0,34
4	1,8	0,30 ... 0,99	1,1	0,16 ... 0,52
5	1,8	0,20 ... 0,66	0,69	0,10 ... 0,33
6	1,8	0,41 ... 1,42	0,83	0,21 ... 0,71
7	1,38	1,03 ... 3,42	0,65	0,73 ... 2,42
9	2,62	1,32 ... 4,4	1,07	0,66 ... 2,2
10	1,16	0,68 ... 2,26	0,74	0,48 ... 1,85
11	1,55	0,79 ... 2,63	0,44	0,40 ... 1,31
12	7,6	1,78 ... 5,95	2,25	0,89 ... 2,97
13	3,8	1,28 ... 4,27	1,69	0,64 ... 2,13
14	3,4	1,54 ... 5,14	1,33	0,77 ... 2,57

Ergibt sich der Spaltumfang l auf Grund der Formel (197) klein, so genügt ein Teller-ventil vom lichten Durchmesser:

$$d = \frac{l}{\pi}. \quad (201)$$

Fällt dieser zu groß aus, so wird man zunächst zu einem Ringventil, Abb. 770, dann zu mehrringigen, Abb. 785 u. a., greifen. Der mittlere Durchmesser des ersteren folgt aus:

$$d_m = \frac{l}{2\pi}. \quad (202)$$

Seine Sitzweite wählt man so, daß bei höchstem Hub die Geschwindigkeit im Sitz diejenige im Spalt nicht überschreitet: $a \geq 2 h_{\max} \cdot \sin \delta_1$, eine Beziehung, die bei ebenem Sitz zu $a \geq 2 h_{\max}$, bei kegeligem mit dem meist gebräuchlichen Winkel $\delta_1 = 45^\circ$ zu $a \geq 1,41 h_{\max}$ führt. Bearbeitungsrücksichten und geringer Geschwindigkeitsverluste halber wird im ersten Falle meist $a \approx 2,5 \dots 3 h_{\max}$, im zweiten $a \approx 2,1 \dots 2,5 h_{\max}$ ausgeführt.

Zur Bestimmung der Ringdurchmesser an einem mehrspaltigen Ventil geht man vom Hub aus und legt zunächst die Querschnittform eines Ringes unter Nachrechnung seiner Festigkeitsverhältnisse in einer Skizze fest, vgl. das Zahlenbeispiel S. 445, Abb. 796. Durch Wahl des lichten Abstandes zwischen den einzelnen Ringen — rund gleich a —, erhält man deren Mittenentfernung m , findet aus ihrer Anzahl z den mittleren Durchmesser:

$$D_m = \frac{l}{2\pi} \cdot \frac{1}{z} \quad (203)$$

und schließlich die Einzeldurchmesser der Ringe durch Hinzufügen bzw. Abziehen der Mittenentfernung m . So wird bei drei Ringen der Durchmesser

des inneren: $D_1 = D_m - 2 m,$

des mittleren: $D_2 = D_m,$

und des äußeren: $D_3 = D_m + 2 m.$

Vierringige Ventile bekommen:

$$D_1 = D_m - 3m, \quad D_2 = D_m - m, \quad D_3 = D_m + m \quad \text{und} \quad D_4 = D_m + 3m,$$

so daß $\sum_1^4 D = 4 D_m$ ist.

Sollen an Stelle mehrfacher Ringventile Gruppenventile, meist in Form einfacher Teller- oder Ringventile von gegebener Größe, also von bestimmtem Umfang l_0 verwandt werden, so folgt ihre Zahl aus $z = \frac{l}{l_0}$. (204)

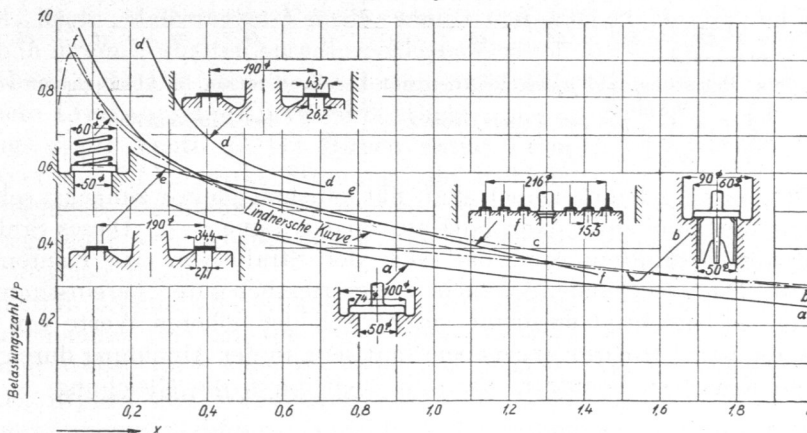


Abb. 788. Belastungszahl μ_P an Ventilen mit ebenen Sitzen in Abhängigkeit von $x = \frac{4h}{d}$ bei Teller-, von $x = \frac{2h}{a}$ bei Ringventilen.

Zu β) Berechnung der Belastung. Sichere Grundlagen zur Berechnung der Belastung beliebiger Ventile fehlen zur Zeit noch. Man greift am besten auf bewährte Ausführungen zurück und benutzt dabei vorteilhafterweise die Zusammenstellung 96, Seite 430, oder die Darstellung der Belastungszahlen μ_p , Abb. 788 und 789.

μ_P ist in erheblichem Maße von der Gestalt der Sitzflächen und von dem Verhältnis x des Spaltquerschnitts f zu dem des Sitzes f_1 abhängig, ein Verhältnis, das sich an Teller-ventilen vom Durchmesser d , Abb. 775, auch durch:

$$x = \frac{f}{f_1} = \frac{\pi d h \sin \delta_1}{\pi d^2} = \frac{4 h \sin \delta_1}{d}, \quad (205)$$

an Ringventilen, Abb. 770, durch:

$$x = \frac{2 \pi d_m \cdot h \sin \delta_1}{\pi d_m \cdot a} = \frac{2 h \sin \delta_1}{a} \quad (206)$$

ausdrücken und damit in Beziehung zum Hub bringen läßt.

An Ventilen mit ebenen Sitzen steigt μ_P nach Abb. 788, wo der Anschaulichkeit und Übersicht wegen die Sitz- und Tellerformen, an denen die einzelnen Kurven ermittelt

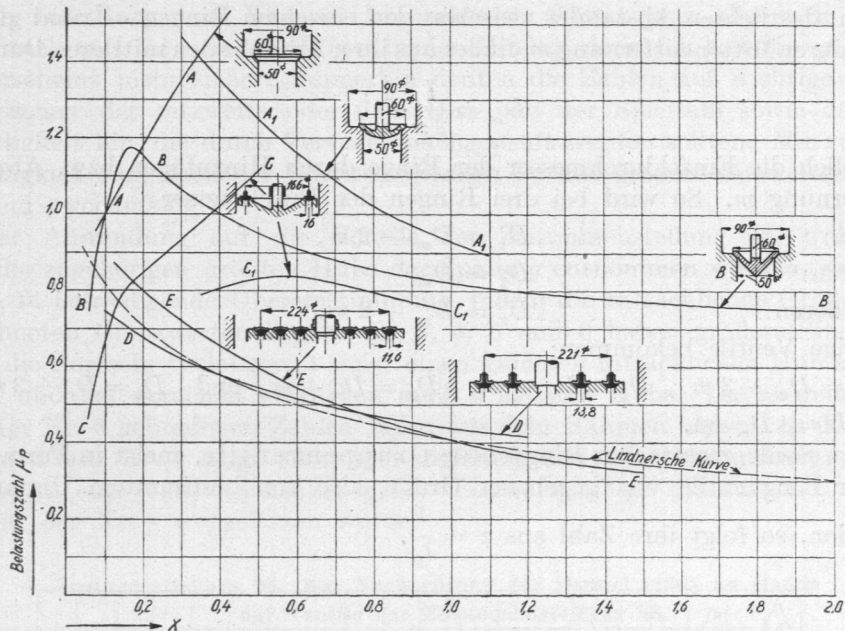


Abb. 789. Belastungszahl μ_P an Ventilen mit kegeligen Sitzen in Abhängigkeit von $x = \frac{4 h \sin \delta_1}{d}$ bei Teller-, von $x = \frac{2 h \sin \delta_1}{a}$ bei Ringventilen.

wurden, durch Skizzen gekennzeichnet sind, mit zunehmendem x zunächst sehr rasch bis zu einem Höchstwert und sinkt dann langsam wieder, Linie $c-c$. Dieses Sinken von μ_P dürfte darauf zurückzuführen sein, daß sich der Strahl von den Kanten a und b , Abb. 790, ablöst. Die vorliegenden Versuche zeigen ziemlich gute Übereinstimmung untereinander, so daß es berechtigt erscheint, im Bereich der höheren Werte von x , also für größere Hübe, die von Lindner angegebene mittlere, in der Abbildung durch Strichlung hervorgehobene Kurve zu benutzen, die sich auch durch die Gleichung:

$$\mu_P = \frac{1}{\sqrt{1 + 5 \cdot x}} \quad (207)$$

ausdrücken läßt.

Erwähnt sei, daß Krauss [IX, 14] an einem Ringventil, Bauart Hörbiger, mit 8,7 mm breiten Sitzflächen bei 26,2 mm lichter Sitzweite Kurve $d-d$, bei Verminderung der Sitzbreite auf 3,4 und Vergrößerung der Sitzweite auf 27,7 mm die tieferliegende Linie $e-e$ fand. Demgegenüber verläuft freilich die Kurve $a-a$ an einem Gewichtstellersventil von 50 mm lichtem Sitzdurchmesser und 12 mm, also verhältnismäßig noch

beträchtlicherer Sitzbreite, aber mit einem Gehäusedurchmesser von nur 100 mm, besonders tief.

Viel unregelmäßiger liegen die Kurven im Falle von kegeligen Sitzen, Abb. 789. μ_P nimmt zunächst bei kleinen Hübren mit x sehr rasch zu, überschreitet sogar vielfach den Wert 1, wobei der Wasserstrahl nach Abb. 791 links durch die Spaltwandung unter dem Kegelwinkel geführt wird. Bei großen Hübren löst sich jener aber von den Kegelflächen nach Abb. 791 rechts ab, so daß zwei ganz verschiedene Strömungszustände entstehen, die abwechselnd möglich sind. An einem von Klein [IX, 7] besonders sorgfältig untersuchten Ringventil C trat diese Erscheinung zwischen 4 und 5,5 mm Hub, einem $x = 0,354$ und 0,486 entsprechend, ein. μ_P liegt dabei entweder auf der oberen Kurve $C-C$, Abb. 789,

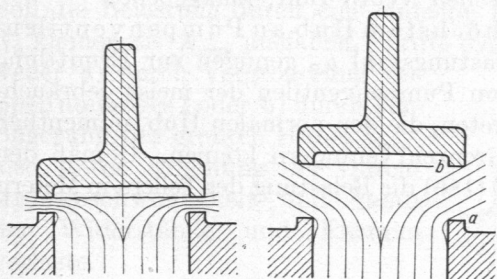


Abb. 790. Strömungszustände an Ventilen mit ebenen Sitzen.

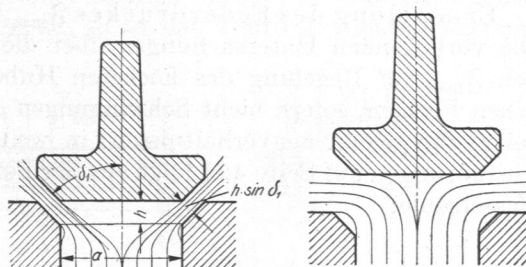


Abb. 791. Strömungszustände an Ventilen mit kegeligen Sitzen.

oder der unteren mit zunehmendem x fallenden Linie C_1-C_1 , die bei großen Werten von x allein maßgebend wird. Sehr hohe Werte nach der Linie $A-A$ ergaben sich aus den Bachschen Versuchen an einem Gewichtstellerventil mit ebener Mittelfläche. Leider genügen die beobachteten Zahlen nicht, μ_P für Werte $x > 0,4$ zu ermitteln. Jedoch ist aus der Kurve für μ , deren Verlauf festgestellt worden ist, zu erwarten, daß μ_P beim zweiten Strömungszustand rasch fällt. Umgekehrt fehlen bei dem Ventil A_1 mit kugelförmiger Unterflache Zahlen für μ_P bei kleinem x ; für größere gilt Linie A_1-A_1 . Die rein kegelige Tellerform B führt zu einer durchlaufenden, bei kleinem x rasch steigenden, dann langsamer fallenden Kurve $B-B$, die wesentlich tiefer als $A-A$ und A_1-A_1 liegt. Mehrringige Ventile, wie D und E , nähern sich in ihrem Verhalten ausgesprochenerweise solchen mit ebenen Sitzen, wie die wiederum gestrichelt eingezeichnete Lindnersche Kurve verdeutlicht.

Allerdings zeigte Ventil D bei Hübren unter 5 mm oder x kleiner als 0,512 starke Streuung, die wohl in der abwechselnden Ausbildung der beiden Strömungszustände begründet sein dürfte, welche die Festlegung der Kurve unsicher machte.

Die immerhin bedeutenden Abweichungen der Linien für μ_P untereinander sind auf die verschiedene Gestalt der Sitze und Teller, aber auch diejenige der benachbarten Teile, Rippen und Wandungen, sowie die Lage des Abströmrohres zurückzuführen, welche die durchströmenden Flüssigkeitsstrahlen und insbesondere die bei geöffnetem Ventil mehr oder weniger ausgedehnten Wirbel über dem Teller, Abb. 792, beeinflussen. Diese erzeugen einen Unterdruck, der zusammen mit dem Flüssigkeitsdruck des gegen die Unterflache treffenden Stromes den Teller zu heben sucht.

Einzelheiten über Höhe und Verteilung der beiden Flüssigkeitsdrucke fehlen; auf Anregung des Verfassers hin sind Untersuchungen darüber aufgenommen worden.

Den Flüssigkeitsdrucken wirken die Belastung P und im Falle stehender Ventile das Eigengewicht entgegen, während die Massenkräfte des in Bewegung befindlichen

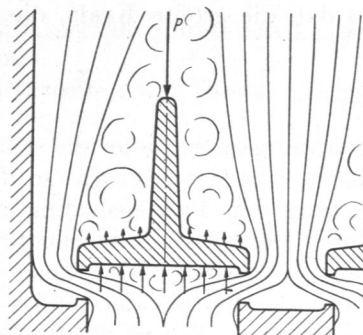


Abb. 792. Wirbelbildung an Ventilen.

Tellers, die bald in der einen, bald in der anderen Richtung wirken, meist vernachlässigt werden können. Wohl aber gewinnen diese beim Schluß große Bedeutung.

Der Zweck der Belastung ist ein doppelter: sie soll a) den größten Hub regeln und b) den rechtzeitigen Schluß des Ventils bewirken. Nur bei kleiner Spielzahl und im Falle von Pausen zwischen den einzelnen Pumpenspielen genügt dazu das Eigengewicht (Gewichtsventile), bei größerer muß unter Beschränkung der Teller Masse ein weiteres, besonderes Belastungsmittel, meist eine Feder, angebracht werden (Federventile). Während das Eigengewicht eine ständig und unverändert wirkende Kraft darstellt, sind die fast ausschließlich verwandten Druckfedern bei höchstem Hub am stärksten gespannt, üben dann also den größten Druck $\mathfrak{F}_{\max}$ aus. Für die Schlußbewegung ist die Vorspannkraft $\mathfrak{F}_0$, mit der die Feder auf dem geschlossenen Ventil ruht, maßgebend.

Ermittlung des Federdruckes $\mathfrak{F}_{\max}$ bei höchstem Hub an Pumpenventilen: Die vorliegenden Untersuchungen über die Belastungszahl μ_P genügen zur Ermittlung von $\mathfrak{F}_{\max}$ zur Regelung des höchsten Hubes von Pumpenventilen der meist gebräuchlichen Formen, sofern nicht Schwingungen auftreten, die den normalen Hub, namentlich bei ungünstigen Saugverhältnissen, in weiten Grenzen verändern können. Gemäß den Ausführungen auf Seite 422 folgt aus der Formel (186) die Belastung des Tellers in Metern Wassersäule:

$$b = \frac{(v')^2}{2g},$$

wobei $v' = \frac{\mu \cdot v}{\mu_P}$ (vgl. (185)) eine mittels der Belastungszahl μ_P nach Abb. 788 oder 789 ermittelte ideelle Geschwindigkeit ist. Aus b ergibt sich der Druck, den der Teller auf den Sitzquerschnitt f_1 ausüben muß:

$$P_{\max} = \frac{f_1 \cdot b}{10} = \frac{f_1 \cdot (v')^2}{20g}. \quad (208)$$

$P_{\max}$ setzt sich aus dem Gewicht des Tellers G im Wasser und dem Federdruck $\mathfrak{F}_{\max}$ zusammen:

$$P_{\max} = G \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} + \mathfrak{F}_{\max},$$

so daß die größte Kraft, die die Feder zu erzeugen hat, wird:

$$\mathfrak{F}_{\max} = P_{\max} - G \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{f_1 \cdot (v')^2}{20g} - G \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma}. \quad (209)$$

Schwierigkeiten bietet die sichere Ermittlung der richtigen Vorspannung $\mathfrak{F}_0$ zur Regelung der Schlußbewegung, so daß es sich empfiehlt, die Möglichkeit vorzusehen, die Belastung den Betriebsbedingungen durch Auswechseln oder Anspannen der Feder oder durch Verändern des Teller gewichts anpassen zu können. Durch Anspannen einer gegebenen Feder auf $\mathfrak{F}_0$ einzuwirken, hat auch eine Veränderung des größten Hubes und damit des Ventilwiderstandes zur Folge, während man durch Auswechseln von weicheeren und härteren Federn die Möglichkeit hat, $\mathfrak{F}_0$ unter Einhaltung von $\mathfrak{F}_{\max}$ zu beeinflussen.

Bei der Ermittlung der erforderlichen Belastung im Totpunkt suchte man vom Zeitpunkt des Ventilschlusses, von der Schlußgeschwindigkeit v_s , mit der der Teller auf den Sitz trifft und von der im Totpunkte noch zulässigen Hubhöhe h_0 auszugehen. Alle drei sind aber sehr kleine Größen, deren sichere Beobachtung und genaue Festlegung beträchtliche Schwierigkeiten bietet, so daß auf sie bisher noch keine zuverlässige Berechnung von $\mathfrak{F}_0$ gegründet werden konnte. Müller [IX, 4] schlug vor, das Produkt

der Teller Masse und des Quadrates der Schlußgeschwindigkeit $M \cdot \frac{v_s^2}{2}$ zugrunde zu legen, gab aber keine Zahlenwerte dafür an. Bonin bezog die lebendige Kraft auf die Flächeneinheit des Sitzquerschnittes und leitete daraus den Festwert $C \cdot \sin \delta_1$, Formel (193)

ab, für den er bei der Berechnung der Ventile 1,1 bis 1,3 zu setzen empfiehlt. Aus ihm ergibt sich die nötige Belastung des Ventiltellers b_0 in Metern Wassersäule:

$$b_0 = \frac{1}{(C \cdot \sin \delta_1)^2} \cdot \frac{G}{f_1} \cdot \frac{Q_0^2 \cdot n^2}{l^2}, \quad (210)$$

wobei das Tellerge­wicht G in kg, der Sitzquerschnitt f_1 in cm^2 , die Fördermenge Q_0 in l/sek, der Spaltumfang l in cm einzuführen ist. Die Belastung des geschlossenen Ventils oder die Vorspannung der Feder $\mathfrak{F}_0$ folgt dann aus:

$$\mathfrak{F}_0 = \frac{f_1 \cdot b_0}{10} - G \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma}. \quad (211)$$

Soll die Belastung durch eine einfache Druckfeder erzeugt werden, so muß naturgemäß $\mathfrak{F}_0$ kleiner als $\mathfrak{F}_{\max}$ ausfallen. Trifft das nicht zu, so ist das Ventil umzugestalten: entweder a) durch Vergrößerung des Spaltumfanges l oder b) durch Verringerung des größten Hubes $h_{\max}$, also unter Erhöhung der Durchströmgeschwindigkeit und damit der Widerstände und Energieverluste.

Zu γ) Berechnung der Beanspruchungen. Die Ventilteller sind a) auf Auflagedruck p_0 im Sitz und b) auf Festigkeit nachzurechnen. Aus dem ersteren folgt bei hohen Pressungen die nötige Sitzbreite a_0 . An einfachen Teller-

ventilen, Abb. 793, ist dabei der größte Plattendurchmesser der Berechnung zugrunde zu legen, so daß mit den in der Abbildung eingeschriebenen Bezeichnungen, unter Vernachlässigung des Eigengewichts und der künstlichen Belastung:

$$p_0 = \frac{\pi d_1^2 \cdot p_{\bar{u}}}{4 \cdot \pi \cdot d_m \cdot a_0} \quad \text{oder} \quad a_0 = \frac{\pi d_1^2}{4 \cdot \pi \cdot d_m} \cdot \frac{p_{\bar{u}}}{p_0} \quad (212)$$

wird. $p_{\bar{u}}$ ist der auf den Teller wirkende Überdruck in at, dargestellt durch den Unterschied der absoluten Pressungen im Druck- und Saugraum.

An Ringventilen denkt man sich einen radialen Streifen von 1 cm Breite herausgeschnitten und erhält nach Abb. 794:

$$p_0 = \frac{B \cdot p_{\bar{u}}}{2 a_0} \quad \text{oder} \quad a_0 = \frac{B \cdot p_{\bar{u}}}{2 p_0}. \quad (213)$$

Bei kegeligem Sitz ist a_0 als Projektion senkrecht zur Druckrichtung zu messen. Noch zulässige Werte für p_0 , wobei für den Fall, daß die Sitzflächen aus verschiedenen Werkstoffen bestehen, stets der weniger widerstandsfähige maßgebend ist, sind für

Bronze	150 kg/cm ²
Phosphorbronze	200 „
Gußeisen	80 „
Hartgummi und Leder	50 „

Bei geringem Überdruck ist für die Breite a_0 die Herstellung und das Einschleifen der Sitzflächen bestimmend.

Zur Ermittlung der Festigkeit der Tellerventile, Abb. 793, wird der Teller als eine am Rande frei aufliegende runde Scheibe vom Durchmesser d_m aufgefaßt und Formel (62) benutzt, die mit den Bezeichnungen der Abb. 793 liefert:

$$\sigma = \pm 1,24 \cdot \frac{p_{\bar{u}} d_m^2}{4 s^2} \quad \text{oder} \quad s = 0,56 \cdot d_m \sqrt{\frac{p_{\bar{u}}}{k_b}}. \quad (214)$$

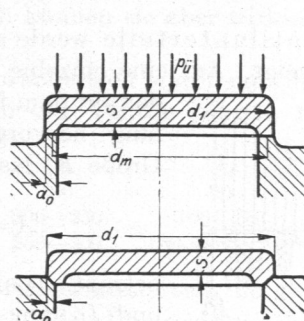


Abb. 793. Zur Berechnung des Auflagedrucks oder der Sitzbreite an Tellerventilen.

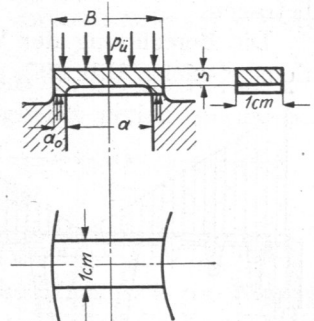


Abb. 794. Zur Berechnung des Auflagedrucks oder der Sitzbreite an Ringventilen.

An Ringen kann man wiederum einen 1 cm breiten Streifen, Abb. 794, durch $p_{\bar{u}}$ kg/cm² gleichmäßig belastet annehmen und annähernd die Beanspruchung aus:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot (a + a_0)^2 \cdot p_{\bar{u}}}{8 s^2} \quad (215)$$

oder die Stärke aus:

$$s = 0,87 (a + a_0) \sqrt{\frac{p_{\bar{u}}}{k_b}} \quad (216)$$

berechnen. k_b ist in Rücksicht auf die Stöße niedrig zu nehmen und darf bei:

Bronze	200 kg/cm ²
Phosphorbronze	250 „
Flußeisen, geschmiedet	400 „
Stahl	600 „

betragen.

Die Berechnung der Ventilunterteile werde an dem mehrspaltigen des Konstruktionsbeispiels, Abb. 797, gezeigt. Auf eine einzelne radiale Rippe entfällt der Druck, der auf dem im Grundriß, Abb. 795, durch Strichelung hervorgehobenen Kreisausschnitt von der Größe F_1 lastet und der:

$$A = F_1 \cdot p_{\bar{u}} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(D')^2}{i} \cdot p_{\bar{u}} \text{ kg} \quad (217)$$

beträgt, wenn i die Anzahl der radialen Rippen und D' den lichten Durchmesser des äußersten Spaltes bedeutet. Eine durchgehende, also eine Doppelrippe, darf annähernd als ein auf Biegung beanspruchter Balken mit der in Abb. 795 oben angedeuteten Dreieckbelastung durch $2A$ betrachtet werden. Nimmt man ungünstigerweise an, daß derselbe an den Enden frei aufliegt, so wird das größte Biegemoment in der Mitte nach

lfr. Nr. 14 der Zusammenstellung 5, S. 28, $\frac{2A \cdot D'}{12}$,

während an den Enden je A kg durch die Scherfestigkeit der Rippen aufzunehmen sind. Mit den in der Abb. 795 eingeschriebenen Bezeichnungen folgt das in der Mitte nötige Widerstandsmoment:

$$W = \frac{b h_1^2}{6} = \frac{A \cdot D'}{6 k_b} \quad (218)$$

und der an den Enden erforderliche Querschnitt:

$$b \cdot h_2 = \frac{A}{k_s} \quad (219)$$

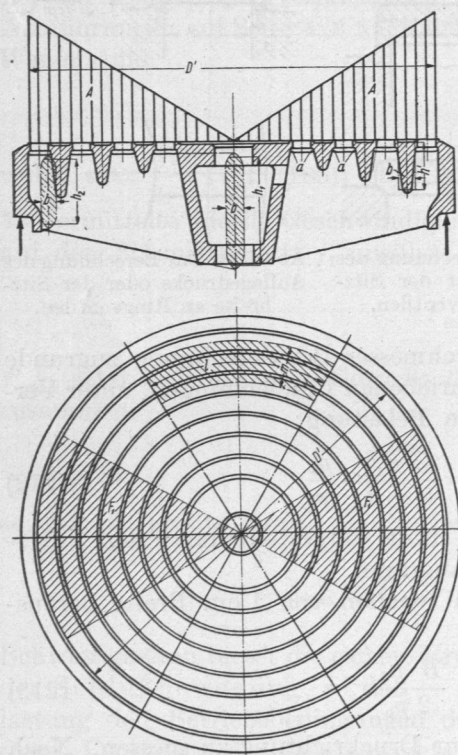


Abb. 795. Zur Berechnung des Unterteils mehrspaltiger Ringventile.

Aus den beiden Gleichungen wird man unter Annahme von b die Höhen h_1 und h_2 errechnen und mit einem Zuschlag in Rücksicht auf die übliche Zuschärfung der Rippen zur Beschränkung der Wirbel beim Vorüberströmen der Flüssigkeit ausführen. Die gerade Verbindungslinie der so ermittelten Höhen kann als untere Begrenzung der Rippen im Aufriß dienen.

Was die Ringrippen anlangt, so wird die äußere durch den gleichmäßig verteilten Druck, der auf dem nach rechts fallend gestrichelten Kreisringstück ruht, $A' = l \cdot m \cdot p_{\bar{u}}$ kg auf Biegung, außerdem aber auch, da der Schwerpunkt der genannten Fläche nicht in der Mittellinie der Rippe liegt, auf Drehung beansprucht. l ist die zwischen den radialen Rippen gemessene Länge, m der Abstand der Mittellinien zweier Ventilringe. Vernach-

lässt man einerseits die Krümmung der Rippe, sowie die Beanspruchung auf Drehung, andererseits aber die Einspannung an den Enden, so wird das größte Biegemoment:

$$\frac{A' \cdot l}{8} = \frac{l^2 \cdot m \cdot p_u}{8},$$

das bei rechteckigem oder annähernd rechteckigem Querschnitt ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{b \cdot (h')^2}{6} = \frac{l^2 \cdot m \cdot p_u}{8 k_b} \quad (220)$$

verlangt.

Nimmt man die mittlere Stärke b der Ringrippen ebenso groß, wie die der radialen, so läßt sich die nötige Höhe h' ermitteln, die man zweckmäßigerweise auf dem ganzen Umfang verwirklicht, indem man die Rippen der einfacheren Herstellung des Modells wegen als Drehkörper ausbildet. Die äußeren sind stärker belastet; durch kurze radiale Verbindungen zum Ventulumfang hin können sie aber wirksam versteift oder auf kürzere Länge gebracht werden.

Die Werte der zulässigen Beanspruchungen wählt man niedrig, um die Formänderungen, die leicht zu Undichtheiten der Ventile führen, möglichst gering zu halten. Üblich sind für:

	k_b	k_s	
Gußeisen	100	70	kg/cm ²
Bronze	200—250	100—150	„
Stahlguß	250—300	150—200—250	„

Die Ventilwandung, die aus Gußrücksichten etwa die gleiche Stärke wie die Rippen erhält, wird durch den von außen wirkenden Überdruck, selbst wenn man die Versteifung durch die radialen Rippen vernachlässigt, die Wand also als einen von außen gedrückten Zylinder betrachtet, gewöhnlich nur niedrig beansprucht. Schließlich ist noch die Auflagepressung im Gehäuse oder im Pumpenkörper nachzurechnen. Die Fläche muß den gesamten, auf dem Ventil lastenden Druck aushalten können.

h) Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

3. Für die doppeltwirkende Wasserwerkpumpe, Tafel I, mit $D_p = 285$ mm Kolbendurchmesser, $s_1 = 800$ mm Hub und $n = 50$ Umdrehungen in der Minute sind das Druck- und das Saugventil bei einer Saughöhe von 4 und einer Druckhöhe von 52 m zu entwerfen. Sekundliche Wassermenge einer Pumpenseite:

$$Q_0 = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot \frac{s_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,285^2}{4} \cdot \frac{0,8 \cdot 50}{60} = 0,0425 \text{ m}^3/\text{sek} \quad \text{oder} \quad 42,5 \text{ l/sek}.$$

Bei den Festigkeitsrechnungen ist von der Summe der Saug- und Druckhöhe (4 + 52) m auszugehen, d. h. ein Überdruck $p_u = 5,6$ kg/cm² einzusetzen.

In der Zusammenstellung 96, Seite 430, entspricht das zu entwerfende Ventil, der Fördermenge nach, dem unter Nr. 12 aufgeführten. Da dieses aber eine ungewöhnliche Form, nämlich eine nur für Kanalisationspumpen zweckmäßige, sehr große Sitzweite hat, möge Nr. 11 als Anhalt für die Durchbildung dienen.

Gewählt: Wassergeschwindigkeit im Spalt mäßig hoch, $\mu \cdot v = 1,7$ m/sek, in Rücksicht auf die nicht unbeträchtliche Saughöhe.

$$\text{Spaltquerschnitt (181): } f_{\max} = \frac{\pi \cdot Q_0}{\mu \cdot v} = \frac{\pi \cdot 0,0425}{1,7} = 0,0785 \text{ m}^2 \quad \text{oder} \quad 785 \text{ cm}^2.$$

Größter Hub entsprechend dem Produkt $n \cdot h_{\max}$ in Spalte v der Zusammenstellung 96, das aber der Sicherheit wegen ziemlich niedrig, zu 400 angenommen werde,

$$h_{\max} = \frac{400}{n} = \frac{400}{50} = 8 \text{ mm}.$$

Mit der Sitzweite $a = 3 \cdot h_{\max} = 24$ mm und der Breite $a_0 = 3$ mm der ebenen Sitzflächen folgt aus Abb. 796 die Mittenentfernung zweier Ringe $m = 54$ mm, die auf 55 mm abgerundet werden möge, unter Vergrößerung der lichten Entfernung der Ringe auf 25 mm.

Werkstoff: Bronze. Ringstärke s aus der Biegebeanspruchung eines 1 cm breiten Streifens bei $k_b = 200$ kg/cm² (216):

$$s = 0,87(a + a_0) \sqrt{\frac{p_{\bar{u}}}{k_b}} = 0,87(2,4 + 0,3) \sqrt{\frac{5,6}{200}} = 0,40 \text{ cm.}$$

Gewählt aus Herstellungsrücksichten $s = 5$ mm.

Auflagedruck im Sitz (213):

$$p_0 = \frac{B \cdot p_{\bar{u}}}{2 a_0} = \frac{3,0 \cdot 5,6}{2 \cdot 0,3} = 28 \text{ kg/cm}^2. \text{ Niedrig.}$$

$$\text{Ventilumfang (197): } l = \frac{f_{\max}}{h_{\max}} = \frac{785}{0,8} = 981 \text{ cm (vorläufig).}$$

$$\text{Mittlerer Durchmesser (203): } D_m = \frac{l}{2\pi} \cdot \frac{1}{z} = \frac{981}{2\pi} \cdot \frac{1}{z} \text{ cm.}$$

	3	4	5 Ringen,
Wird z angenommen zu			
so folgen:			
D_m . . .	520 mm	390 mm	310 mm
D_1 . . .	$D_m - 2m$ 410	$D_m - 3m$ 225	$D_m - 4m$ 90
D_2 . . .	D_m 520	$D_m - m$ 335	$D_m - 2m$ 200
D_3 . . .	$D_m + 2m$ 630	$D_m + m$ 445	D_m 310
D_4 . . .	—	$D_m + 3m$ 555	$D_m + 2m$ 420
D_5 . . .	—	—	$D_m + 4m$ 530

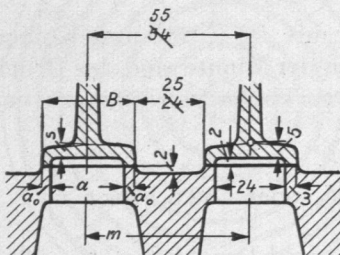


Abb. 796. Gestaltung der Ringe am Pumpenventil für 42,5 l/sek, Abb. 797. M. 1: 2,5.

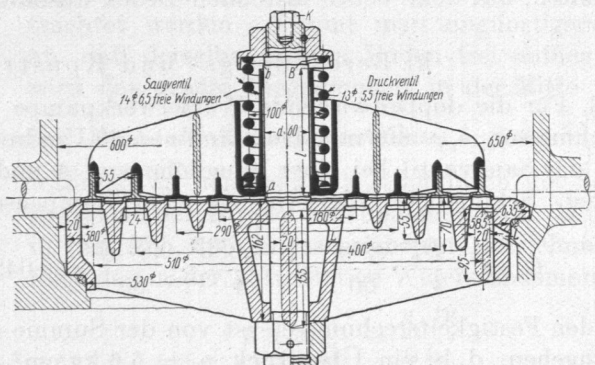


Abb. 797. Vierspaltiges Ringventil von 780 cm² Spaltquerschnitt für 42,5 l/sek, 5,6 at Überdruck und 50 Spiele in der Minute. M. 1: 10. Die linke Hälfte zeigt das Saug-, die rechte das Druckventil.

Gewählt, da das fünfringige Ventil wegen zu kleinem D_1 nicht ausführbar, 4 Ringe, jedoch unter Vergrößerung des Hubes auf 9 mm, damit D_1 und der Raumbedarf des Ventils kleiner werden. Das Produkt $n \cdot h_{\max} = 450$ ist noch zulässig.

$$\text{Ventilumfang: } l' = \frac{785}{0,9} = 872 \text{ cm,}$$

$$D_m \approx 345, \quad D_1 = 180, \quad D_2 = 290, \quad D_3 = 400, \quad D_4 = 510 \text{ mm.}$$

Damit können die Ringe und der obere Teil des Sitzes, Abb. 797, aufgezeichnet werden. Tatsächlicher Spaltquerschnitt bei 9 mm Hub:

$$f_{\max} = 2 \cdot z \cdot \pi \cdot D_m \cdot h_{\max} = 2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 34,5 \cdot 0,9 = 780 \text{ cm}^2.$$

Mittlere Durchflußgeschwindigkeit im Sitz, wenn sich der Pumpenkolben auf Hubmitte befindet, ist gemäß $\pi \cdot D_m \cdot z \cdot a \cdot v_1 = 2 \pi \cdot D_m \cdot h_{\max} \cdot (\mu \cdot v)$:

$$v_1 = \frac{(\mu \cdot v) \cdot 2 \cdot h_{\max}}{a} = \frac{1,7 \cdot 2 \cdot 0,9}{2,4} = 1,28 \text{ m/sek.}$$

(Nach Kutzbach wären unter der Voraussetzung ebener Dichtflächen oder $\sin \delta_1 = 1$ und einer Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v = 1,7$ m/sek nach (199) Sitzweiten:

$$a = 30 \dots 100 \frac{\mu \cdot v \cdot \sin \delta_1}{n} = 30 \dots 100 \cdot \frac{1,7 \cdot 1}{50} = 1,02 \dots 3,4 \text{ cm}$$

und nach (200) Hübe $h_{\max} = \frac{a}{2 \cdot \sin \delta_1}$ zwischen 0,51 und 1,7 cm zweckmäßig. Die oben gewählten Größen liegen etwa in der Mitte zwischen diesen Grenzwerten.)

Ventilunterteil. Bronze. Gewählt 6 radiale Rippen, Abb. 795. Eine durchgehende ist belastet mit (vgl. (217)):

$$2A = 2 \cdot \frac{\pi (D')^2}{4} \cdot p_{\bar{u}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 53,4^2 \cdot 5,6 \approx 4200 \text{ kg.}$$

Bei $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$ wird:

$$W = \frac{2A \cdot D'}{12 \cdot k_b} = \frac{4200 \cdot 54,0}{12 \cdot 250} = 75,8 \text{ cm}^3.$$

Wenn $b = 2 \text{ cm}$ angenommen wird, folgt:

$$h_1^2 = \frac{6W}{b} = \frac{6 \cdot 75,8}{2} = 227,4 \text{ cm}^2;$$

$$h_1 = 15,1 \text{ cm.}$$

Wegen Zuschärfung ausgeführt 155 mm.

Eine zu $h_2 = 9 \text{ cm}$ angenommene Rippenhöhe am Rand gibt eine Scherbeanspruchung:

$$k_s = \frac{2A}{2 \cdot b \cdot h_2} = \frac{4200}{2 \cdot 2 \cdot 9} = 116 \text{ kg/cm}^2 \text{ (zulässig).}$$

Die Ringrippen müssen zunächst dem Gefühl nach entworfen und dann nachgerechnet werden. Dabei sei ihr Querschnitt aus je einem Rechteck und einem Trapez zusammengesetzt gedacht, z. B. derjenige der äußersten nach Abb. 798 mit einem Trägheitsmoment $J = 45,1 \text{ cm}^2$.

Abstand der äußersten gezogenen Faser vom Schwerpunkt $e = 3,84 \text{ cm}$, Länge der gestreckt gedachten Rippe:

$$l = \frac{\pi}{6} (D_4 - m) = \frac{\pi}{6} (51 - 5,5) = 23,8 \text{ cm;}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot e}{J} = \frac{l^2 \cdot m \cdot p_{\bar{u}} \cdot e}{8 \cdot J} = \frac{23,8^2 \cdot 5,5 \cdot 5,6 \cdot 3,84}{8 \cdot 45,1} = 186 \text{ kg/cm}^2 \text{ (zulässig).}$$

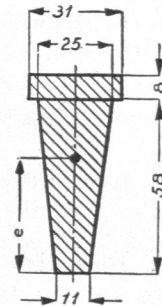


Abb. 798. Querschnitt der äußeren Ringrippe des Ventils Abb. 797.

Die mittleren und inneren Rippen sind mit 185 und 162 kg/cm² belastet.

Beanspruchung k der Außenwand des Saugventils infolge äußeren Überdrucks unter Vernachlässigung der Versteifung durch die radialen Rippen. Wandstärke s aus Gußrücksichten 20 mm. Vgl. Formel (61).

$$\sigma_a = \frac{D_a \cdot p_{\bar{u}}}{2 \cdot s} = \frac{58 \cdot 5,6}{2 \cdot 2} = 81,2 \text{ kg/cm}^2.$$

Auflagedruck des Saugventils im Pumpenkörper:

$$p = \frac{P}{f_g} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{55,6^2 \cdot 5,6}{\frac{\pi}{4} (58^2 - 55,6^2)} = 63,5 \text{ kg/cm}^2,$$

des Druckventils, das, um das Einsetzen des darunter liegenden Saugventils zu ermöglichen, 635 mm Außendurchmesser hat:

$$p = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 61,1^2 \cdot 5,6}{\frac{\pi}{4} (63,5^2 - 61,1^2)} = 69,8 \text{ kg/cm}^2; \text{ zulässig.}$$

Berechnung der Belastung. a) Bei höchstem Hub. Mit

$$x = \frac{2 h_{\max} \cdot \sin \delta_1}{a} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 1}{2,4} = 0,75$$

liefert die Lindnersche Formel (207) eine Belastungszahl:

$$\mu_P = \frac{1}{1 + 5x} = \frac{1}{1 + 5 \cdot 0,75} = 0,459,$$

während Kurve f des dreifachen Ringventils in Abb. 788 $\mu_P = 0,492$ ergibt. Größerer Sicherheit wegen werde die obere Zahl, die zu einer höheren Belastung führt, benutzt, mit welcher die ideelle Wassergeschwindigkeit (185):

$$v' = \frac{\mu \cdot v}{\mu_P} = \frac{1,7}{0,459} = 3,7 \text{ m/sek}$$

wird.

Tellergewicht an Abb. 797 zu rund $G = 18,6 \text{ kg}$ ermittelt.

Druck der Feder bei höchstem Hub (209) mit $f_1 = 2 \cdot \pi \cdot D_m \cdot a = 4 \cdot \pi \cdot 34,5 \cdot 2,4 = 1040 \text{ cm}$:

$$\mathfrak{F}_{\max} = \frac{f_1 \cdot (v')^2}{20g} - G \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1040 \cdot 3,7^2}{20 \cdot 9,81} - 18,6 \cdot \frac{8,5 - 1}{8,5} = 72,6 - 16,4 = 56,2 \text{ kg.}$$

b) Belastung im Totpunkt. Unter Einsetzen des Boninschen Wertes $C \cdot \sin \delta_1 = 1,1$ wird nach (210) und (211):

$$b_0 = \frac{1}{(C \cdot \sin \delta_1)^2} \cdot \frac{G}{f_1} \cdot \frac{Q_0^2 \cdot n^2}{l^2} = \frac{1}{1,1^2} \cdot \frac{18,6}{1040} \cdot \frac{42,5^2 \cdot 50^2}{872^2} = 0,089 \text{ m Wassersäule.}$$

$$\mathfrak{F}_0 = \frac{f_1 \cdot b_0}{10} - G \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1040 \cdot 0,089}{10} - 16,4 = -7,2 \text{ kg.}$$

Diese beiden Werte führen zu der gestrichelten Federdrucklinie ABC , Abb. 799, wo zu den Hüb von 0 und 9 mm als Abszissen die Federkräfte — 7,2 und 56,2 kg als Ordinaten aufgetragen sind. Die Kurve ließe sich durch eine Zug- und Druck- oder eine Flachfeder erzeugen, würde aber verwickelte Befestigungen derselben bedingen. Nur das Stück BC der Belastungslinie zu verwirklichen, als Schlußkraft am Ende des Hubes aber das Eigengewicht des Tellers zu benutzen, führt zu einer losen Druckfeder, die leicht Schwingungen erzeugt. Deshalb möge die Feder des Saugventils in der Schlußlage nach der Drucklinie S mit 0, die des

Druckventils nach Linie D mit $\frac{\mathfrak{F}_{\max}}{10} \approx 6 \text{ kg}$ vorgespannt werden. Erstere muß bei der Höchstbelastung um $\delta_s = 9$, letztere um $\delta_D = 10,1 \text{ mm}$, dem Abschnitt $E9$ der Linie D auf der Abszissenachse entsprechend, zusammengedrückt sein.

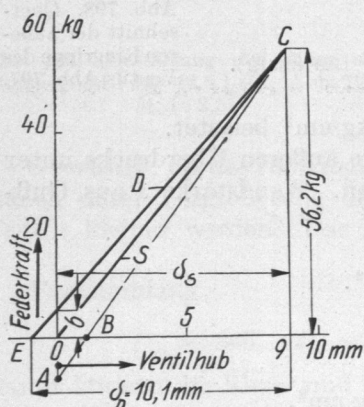


Abb. 799. Federkurven zum Ventil
Abb. 797.

Federberechnung. Gewählt: Schraubenfedern aus gehärtetem Stahl von rundem Querschnitt mit $r = 5$ cm Windungshalbmesser und $n \approx 6$ wirksamen Windungen. Bei

$$\beta = \frac{1}{850000} \text{ cm}^2/\text{kg}$$

folgt die Drahtstärke nach lfd. Nr. 10, Zusammenstellung 11, aus:

$$d^4 = \frac{64 \beta \cdot n \cdot r^3}{\delta_D} \cdot \tilde{\sigma}_{\max} = \frac{64 \cdot 6 \cdot 5^3}{850000 \cdot 1,01} \cdot 56,2 = 3,14 \text{ cm}^4; \quad d = 1,33 \text{ cm}.$$

Rundet man dieselbe auf $d' = 13$ mm ab, so muß man die Windungszahl am Druckventil auf:

$$n_D = n \cdot \left(\frac{d'}{d} \right)^4 = 6 \cdot \left(\frac{1,3}{1,33} \right)^4 = 5,5$$

erniedrigen, wenn die Formänderung eingehalten werden soll.

$$\text{Beanspruchung } \tau_d = \frac{\tilde{\sigma}_{\max} \cdot r}{0,196 \cdot d^3} = \frac{56,2 \cdot 5}{0,196 \cdot 1,3^3} = 652 \text{ kg/cm}^2; \text{ niedrig.}$$

$$\text{Saugventilfeder } d^4 = \frac{64 \cdot \beta \cdot n \cdot r^3}{\delta_s} \cdot \tilde{\sigma}_{\max} = \frac{64 \cdot 6 \cdot 5^3 \cdot 56,2}{850000 \cdot 0,9} = 3,53 \text{ cm}^4; \quad d = 1,37 \text{ cm}.$$

Bei Abrundung auf 14 mm Durchmesser wird die Windungszahl:

$$n_s = n \cdot \left(\frac{d'}{d} \right)^4 = 6 \cdot \left(\frac{1,4}{1,37} \right)^4 = 6,5.$$

Zur konstruktiven Durchbildung ist zu bemerken, daß die linke Hälfte der Abb. 797 das Saug-, die rechte das Druckventil, die sich nur durch die Gestalt der äußeren Wandung und die Federn unterscheiden, darstellt. Die Form ist so gewählt, daß das Saugventil durch den Sitz des Druckventils hindurchgezogen und leicht aus dem in Abb. 1724 durchgebildeten Pumpenkörper herausgehoben werden kann. Dabei wird eine Öse auf der Spindel an Stelle der Kopfschraube K , die die Verunreinigung des Gewindes verhüten soll, aufgeschraubt. Zur Abdichtung der Ventile im Pumpenkörper dient Rundgummi von 10 mm Durchmesser, der eine Schrägnut von 13 mm Breite bei 45° Neigung verlangt. Löcher L in der Nabe und der Wand des Druckventils bezwecken, Luftsäcke im Pumpenraume zu vermeiden.

Die Sitzfläche ist eben ausgeführt. An dem möglichst leicht gehaltenen Teller sind die äußeren Ringe des bequemen Aufschleifens und der besseren Abdichtung wegen getrennt gehalten, vgl. S. 418. Zur Führung dient eine in den Sitz gut eingepaßte kräftige Spindel, die zur Verhütung des Festrostens aus Deltametall besteht. Die Hülse ist mit $l = 2,8d$ sehr lang gehalten und überschleift zwecks Vermeidung von Gratbildungen unten und oben die Absätze a und b . Die obere, gut gesicherte Mutter bildet bei 15 mm Hub, also bei rund dem 1,7fachen des normalen, die Hubbegrenzung für den Teller und hält die Feder fest. Zur Nachstellung der letzteren können Blechscheiben bei B eingelegt werden.

4. Ventile für $1 \text{ m}^3/\text{min}$, Abb. 783 bis 787. In den Abb. 783 bis 787 ist ein und dieselbe Aufgabe, ein Ventil für $1 \text{ m}^3/\text{min}$ oder $16,7 \text{ l}/\text{sek}$ und $p = 5 \text{ at}$ unter der Annahme durchzubilden, daß die Durchflußgeschwindigkeiten in den Spalten und im Sitz sowie zwischen den einzelnen Ringen oder Ventilen annähernd gleich groß sind, auf mehrere Arten gelöst. Die Abbildungen zeigen verschiedene konstruktive Ausführungen und kennzeichnen den Raumbedarf der einzelnen Bauarten. Vergleichshalber sind die Beanspruchungen annähernd gleich hoch gehalten.

Bei $\mu \cdot v = 2 \text{ m}/\text{sek}$ ist der nötige Spaltquerschnitt nach (196):

$$f_{\max} = \frac{\pi \cdot Q_0}{\mu \cdot v} = \frac{\pi \cdot 0,0167}{2} = 0,0261 \text{ m}^2 \quad \text{oder} \quad 261 \text{ cm}^2.$$

Die Ausführung als Tellerventil, Abb. 783, führt zu 182 mm Sitzdurchmesser und 45,5 mm Hub und ist praktisch wegen des großen Hubes höchstens für ganz langsam laufende Pumpen mit Pausen zwischen den Kolbenspielen brauchbar.

Bei dem einspaltigen Ringventil, Abb. 784, fand sich unter der Bedingung, daß bei ganz gehobenem Teller zwischen Innenkante Ventilring und Führung der gleiche Querschnitt wie im inneren Spalt vorhanden sei, der günstigste mittlere Durchmesser zu $d_m \approx 168$, die Sitzweite zu 49 und der Hub zu 24,5 mm. Als selbsttätiges Ventil ist es bei größeren Spielzahlen ungeeignet; dagegen kann es sehr gut als ein nach Riedler gesteuertes verwendet werden. In diesem Falle öffnet es sich unabhängig von der Steuerung völlig frei, so daß nur das Eigengewicht des Tellers anzuheben ist. In der höchsten Stellung wird der Teller durch die an der Unterfläche vertiefte und dadurch als Wasserpuffer wirkende Mutter M aufgefangen. Den Schluß bewirkt der durch die Steuerung oder eine Kurvenscheibe bewegte Hebel H , während die eingeschaltete Gummifeder F den doppelten Zweck hat, die Bewegung des Hebels etwas weiter zu ermöglichen als die Schlußlage des Ventils verlangt und Brüche zu vermeiden, falls Fremdkörper zwischen Sitz und Teller geraten.

Die Vorteile sind leicht ersichtlich: große, freie Durchtrittsquerschnitte, geringe Widerstände beim Öffnen, so daß sich gesteuerte Ventile für Pumpen mit großer Saughöhe eignen, sowie rechtzeitiger Schluß und infolgedessen Verwendbarkeit bei höheren Spielzahlen.

Abb. 785 zeigt das mehrspaltige Ringventil gleichen Querschnitts. Bei 8 mm Hub, 16 mm Sitzweite und 2,5 mm -breite ergeben sich für die einzelnen Ringe Mittenentfernungen von je 37,5 und Durchmesser von rund 100, 175 und 250 mm.

Schließlich ist in den Abb. 786 und 787 die Aufgabe durch das andere Mittel, größere Flüssigkeitsmengen zu beherrschen, nämlich durch Gruppenventile, gelöst. Es sind je 7 Teller- und Ringventile verwandt, eine insofern günstige Zahl, als sie durch Anordnung des siebenten Ventils in der Mitte der anderen sechs den Kreisquerschnitt gut auszunutzen gestattet und deshalb zu verhältnismäßig kleinem Gehäusedurchmesser führt. Die Entfernungen der einzelnen Ventile untereinander und ihre Abstände von der Wand sind so bemessen, daß der Flüssigkeitsstrom ohne wesentliche Ablenkung und Drosselung durchtreten kann, wobei sich die engste Stelle zwischen zwei Tellern zu $2 \cdot h_{\max}$ ergibt. Die Ventile werden entweder unmittelbar in die Wandung des Pumpenkörpers, Abb. 787, oder in besondere Ventilplatten, Abb. 786, eingesetzt, die in gleicher Weise wie größere Ventile befestigt zu werden pflegen.

Die Teller in Abb. 786 führen sich lose an den in die Körper eingeschraubten Stiften und haben einen zweiten Sitz, gestatten aber den Durchtritt des Wassers im wesentlichen nur am äußeren Umfange. Das führt zu verhältnismäßig großem Hub. Ihre Abmessungen ergeben sich wie folgt. Ausgehend von dem Durchmesser des Führungsstiftes, der im vorliegenden Falle 16 mm stark, entsprechend $\frac{5}{8}$ " Gewinde, gewählt wurde, mußten die Nabe und der innere Sitz wegen des Einschneidens des Gewindes rund den doppelten Durchmesser, also 32 mm, erhalten. Damit berechnet sich der innere Durchmesser des äußeren Sitzes d_a aus:

$$\frac{f_{\max}}{7} = \frac{\pi}{4} d_a^2 - \frac{\pi \cdot 3,2^2}{4}; \quad \frac{\pi}{4} d_a^2 = \frac{261}{7} + \frac{\pi}{4} \cdot 3,2^2 = 45,3 \text{ cm}^2;$$

$$d_a = 7,6 \text{ cm}$$

und der größte Hub zu:

$$h_{\max} = \frac{f_{\max}}{7 \pi \cdot d_a} = \frac{261}{7 \cdot \pi \cdot 7,6} = 1,56 \text{ cm}.$$

Dieses Maß läßt die Ventile nur für mäßige Spielzahlen geeignet erscheinen.

An den Ringventilen Abb. 787 ist ein größter Hub von 8 mm zugrunde gelegt. Mit einer Sitzweite von $a = 16$ mm mußte:

$$\frac{f_1}{7} = \pi \cdot d_m \cdot a; \quad d_m = \frac{37,3}{\pi \cdot 1,6} = 7,4 \text{ cm}$$

sein. Dabei fällt der innere Durchtrittsquerschnitt im Ventilring reichlich groß aus, 14,8 statt der nötigen 12,6 cm², was aber wegen der durch die Führungsrippen hervorgerufenen Unregelmäßigkeiten in der Strömung nur erwünscht sein kann. Die Mittenentfernung der einzelnen Ventile muß, um genügende Wandstärke für den Ventilträger zu bekommen, größer als rechnerisch notwendig sein.

Der Vergleich der Abb. 783 bis 787 und die folgende Zusammenstellung, die die wichtigsten Kennzahlen enthält, zeigt, daß die drei ersten Ventile 783, 784 und 785 infolge ihrer zentrischen Ausbildung zur Hauptmittellinie trotz der verschiedenen Hübe annähernd den gleichen Raum in Anspruch nehmen, die Gruppenventile 786 und 787 dagegen infolge der toten Zwickel, die zwischen den Sitzen und Tellern entstehen, nicht unbedeutend mehr Platz verlangen, daß aber auch die Bauhöhe, die Gewichte der Ventilteller und die Verdrängung recht verschieden sind.

Zusammenstellung 99. Vergleich der Ventile Abb. 783 bis 787 für 1 m³/min.

Abb.	783	784	785	786	787
Ventilart	Tellerventil	Einf. Ringv.	Dreif. Ringv.	7 einzelne Tellerv.	7 einz. Ringv.
Durchmesser d_i mm	—	119	84 159 234	—	58
Durchmesser d_a mm	182	217	116 191 266	76	90
Größter Hub $h_{\max}$ mm	45,5	24,5	8	15,6	8
Spaltlänge l cm	57,2	105,5	330	7 · 23,9 = 167,3 ¹⁾	7 · 46,5 = 325,5
Spaltquerschnitt $f_{\max}$ cm ²	261	258	264	261	260
Mindestraumbedarf cm ²	$\frac{\pi}{4} \cdot 26,2^2 = 539$	$\frac{\pi}{4} \cdot 26,6^2 = 556$	$\frac{\pi}{4} \cdot 28,7^2 = 647$	$\frac{\pi}{4} \cdot 34,0^2 = 908$	$\frac{\pi}{4} \cdot 37,0^2 = 1075$
Verhältnis zur theoret. nötigen Fläche $2 f_{\max}$	1,015	1,063	1,24	1,74	2,06
Tellergewicht kg	3,4	2,34	3,54	7 · 0,12	7 · 0,13
Belastung bei $n = 60$ Spielen .					
$\tilde{y}_{\max}$ bei höchstem Hub . kg	—	—	29,4	3,8	4,4
$\tilde{y}_0$ im Totpunkt kg	—	—	0	0,22	0
Selbstdichtungsdruck, bezogen auf 1 at Überdruck . . . kg/cm	4,56	2,44	0,8	1,17	0,8
Verdrängung Q_v in der Kolbentotlage cm ³ /sek	7460	3970	1330	2560	1310

¹⁾ Nur äußerer Umfang.

Ein wichtiger Vorzug der Gruppenventile ist ihre billige Ausführung.

Sie lassen sich durch Normalisieren leicht auf eine kleine Anzahl nach Querschnitt und Druck abgestufter Formen beschränken, die, in Massen hergestellt, je nach der Liefermenge der Pumpe in geringerer oder größerer Zahl eingebaut werden. Auch bezüglich der Zahl und Kosten der bereit zu haltenden Ersatzstücke sind sie vorteilhaft, weil nur wenige billige Ventile vorhanden sein müssen, die bei Bedarf leicht durch kleine Handöffnungen am Pumpenkörper ausgewechselt werden können. Daher ihre weite Verbreitung an marktfähigen, kleineren und mittleren Pumpen. Bei großen Maschinen — es sind oft Hunderte von Ventilen in einer einzelnen Pumpe eingebaut worden — führen sie dagegen zu schädlicher Vielteiligkeit, indem sie den Betrieb von Zufälligkeiten an einem der zahlreichen Stücke abhängig machen, wobei sich oft noch dasjenige, von dem die Störung ausgeht, schwer finden läßt.

Mehrspaltige Ringventile sind daher bei Einzelausführungen und großen Wassermengen trotz höherer Kosten zweckmäßig. Ihre Normalisierung ist schwieriger; wohl kann man durch einfaches Hinzufügen weiterer Ringe den Durchtrittsquerschnitt vergrößern, durch geeignete Wahl der Durchflußgeschwindigkeit auch verschiedene Fördermengen beherrschen, muß aber bei unveränderter Rippenhöhe die größeren Ventile für niedrigeren Druck verwenden, wenn die Beanspruchung in unzulässigem Maße steigt.

i) Konstruktive Einzelheiten und weitere Ausführungsbeispiele.

Die Ventile müssen in den Pumpenkörpern sorgfältig gegen den beim Öffnen stoßweise auftretenden, oft recht beträchtlichen Druck festgehalten und gut abgedichtet

werden. Kleinere werden zylindrisch oder schwach kegelig eingepreßt, Abb. 766, manchmal zur Sicherung noch am unteren Rande umgehämmert oder durch besondere Sicherungsschrauben gehalten, oder mit Gasgewinde versehen, fest eingeschraubt, Abb. 787, oder durch Bügel gehalten, Abb. 786. Unter starkem Druck eingezogene Sitze werden zweckmäßig erst nachträglich fertig bearbeitet.

Vielfach verwendet man Druckschrauben, die sich gegen Knaggen oder Bügel stützen, Abb. 768 und 771, wodurch die Ventile unter geringem Lösen des Gewindes und Wegnehmen der Bügel rasch zugänglich und leicht herausnehmbar sind. An Pumpen, an denen innen liegende Schrauben rosten oder sich schwer erreichen lassen, setzt man sie von außen ein oder benutzt Druckbolzen. Beispiele dafür bieten die Abb. 785 und 784. In der zweiten drücken am Ende schräg abgeschnittene, wagrecht angeordnete und durch je zwei Stiftschrauben *S* angezogene Bolzen das Ventil auf seinen Sitz. Nach außen sind dieselben durch Gummischläuche *A* abgedichtet; beim Lösen des Ventils können sie durch einen in das Gewinde *G* eingeschraubten Stift herausgezogen werden. Um Festrosten zu vermeiden, stellt man die Bolzen aus Bronze oder Deltametall her oder führt sie, falls sie aus Stahl bestehen sollen, in Bronzebüchsen.

Verschiedene Abdichtungsarten der Ventilkörper oder -platten gegenüber den Pumpenkörpern durch Rundgummi- oder Flachdichtungen sind den Abb. 785, 786 usw. zu entnehmen.

Führung des Ventiltellers. Grundsätzlich soll die Führung fest mit dem Ventilkörper verbunden werden, damit die Lage des Tellers gegenüber dem Sitz leicht nachgeprüft und das Ventil als Ganzes ausgetauscht und eingesetzt werden kann. Bauarten, Abb. 783, bei denen die erwähnte Prüfung schwierig ist und zudem das Einschleifen unabhängig von der Führung erfolgen muß, sind fehlerhaft und müssen unbedingt vermieden werden. Tiefe Lage des Tellerschwerpunktes und der Angriffstelle der Belastung sind zwecks Beschränkung der Neigung zum Klemmen günstig.

Zur Führung der Teller gegenüber dem Sitz dienen Rippen und Spindeln. Die Verwendung der ersteren an einfachen Tellerventilen war schon oben ausführlich besprochen. Eingeschraubte oder besser zylindrisch eingepaßte und durch eine Mutter, seltener einen Keil festgehaltene Spindeln, Abb. 784 bis 786, sollen kräftig sein und große Führungslängen bieten, bei schweren Ventilen sogar besonders geschmiert werden können. Als Werkstoffe werden in erster Linie feste Bronzen verwandt, Eisen und Stahl dagegen wegen des Rostens vermieden oder mit darüber gezogenen Bronze- und Messingbüchsen versehen.

Sehr ungünstig wirkt die seitliche Abführung des Wasserstromes in Höhe der Ventile selbst. Die großen dabei an den Tellern oder den Führungen entstehenden Seitendrucke vermehren die Reibung und rufen oft Schiefstellen und Klemmen der Teller, verspäteten Schluß und Schlagen der Ventile hervor. Die an den Pumpenkörpern angeschlossenen Rohre müssen deshalb genügend hoch über den Ventilen angeordnet sein, vgl. den Pumpenkörper Abb. 1724 zum Ventil Abb. 797, wo das Druckrohr erst in Höhe der oberen Ventilmutter ansetzt.

Genau passende Führungen sind gegen unreine Betriebsmittel empfindlich. In solchen Fällen sind lose, an Stiften oder Rippen geführte Platten vorzuziehen.

Nach dem Vorgange von Hörbiger benutzt man in neuerer Zeit die Belastungsfedern zur Führung der Teller. So bilden drei Blattfedern *F* am Ventil Nr. 8 der Zusammenstellung 96, S. 430, die am einen Ende mit der Ventilplatte, am andern mit dem darüber liegenden, am Unterteil befestigten Fänger verbunden sind, eine völlig reibungslose, sichere Führung. Reicht die Belastung durch die Blattfedern nicht aus, so können Zusatzspiralfedern angeordnet werden.

Wenn auch nach den früheren Ausführungen der höchste Hub freigehender Ventile durch die richtig gewählte Belastung gegeben ist, so sieht man doch zweckmäßig eine Hubbegrenzung für den Fall starken Überhebens des Tellers bei Störungen oder Unregelmäßigkeiten vor, wie das die Abbildungen mehrfach zeigen. Sie soll jedoch nicht zu breit sein, damit die Teller keinesfalls daran haften und dann verspätet schließen.

Bei der konstruktiven Durchbildung der Belastung ist darauf zu achten, daß sie gleichmäßig auf dem ganzen Umfang und genau zentrisch wirkt, um Ecken und einseitiges Anheben der Teller zu vermeiden. Man erreicht das durch zylindrische Gummifedern, Abb. 772, durch genau eben und parallel abgeschliffene Endflächen an Spiralfedern, Abb. 55a, oder durch Verteilung mehrerer gleich starker Federn auf dem Umfang, Abb. 800.

An Rohrfedern aus Gummi muß das im Innern eingeschlossene Wasser beim Spiel der Ventile leicht aus- und einströmen können, z. B. durch Bohrungen *B* in der Führung, Abb. 784, oder durch Löcher im Gummi selbst, um zu starke Inanspruchnahme und Ausbauchung zu vermeiden. Zum Schutz gegen das Zerreiben der Endflächen beim Anziehen der Spindelmutter wird zweckmäßigerweise ein Ring R_1 , Abb. 772 und 784 oder ein Blech eingelegt, auf welchen die Mutter gleitet.

Zur Nachstellung, die wegen der vielfach unsicheren Rechnungsgrundlagen für die Belastung vorzusehen ist, dienen z. B. Doppelmutter, Abb. 786, oder Blechscheiben, die nach Bedarf bei *B* untergelegt werden, Abb. 797.

Neben den ausführlich behandelten Konstruktionsbeispielen seien kurz noch folgende besprochen:

Abb. 772 gibt ein Fernisventil der Maschinenbauanstalt Humboldt in Köln-Kalk von rund 200 cm² Sitzquerschnitt für 25 bis 30 at Druck wieder. Das gesamte Ventil ist aus Bronze hergestellt, wobei die Führungsspindel aus einem Stück mit dem Ventilkörper bestehen konnte. Bemerkenswert ist die Isolierung gegenüber dem Pumpenkörper, die die Bildung elektrischer Ströme in dem salzhaltigen Wasser verhüten soll, in welchem die Ventile arbeiten müssen, — Ströme, die früher zu sehr starken Anfressungen und rascher Zerstörung der Ventile geführt hatten. Der untere Rand ist mit zwei Ringen *R* aus Vulkanfiber versehen und durch eine Flachgummiplatte, die ebenfalls isolierend wirkt, abgedichtet. Außerdem tragen die drei Druckbolzen zum Festhalten des rechts dargestellten Saugventils an ihren unteren Enden Vulkanfiber-

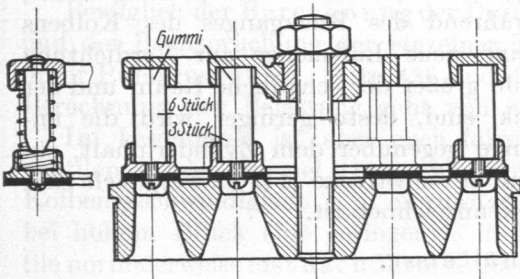


Abb. 800. Ventil der Garvenswerke, Hannover.

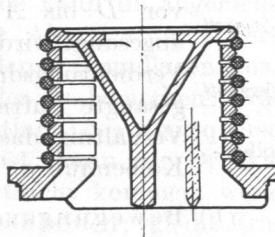


Abb. 801. Ventil von Körting, Hannover.

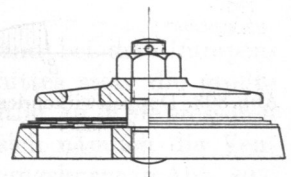


Abb. 802. Kinghornventil.

platten *E*, während der Druckring *F* an dem links wiedergegebenen Druckventil durch Zwischenlagen *J* isoliert ist.

Abb. 800 zeigt normale Ventile der Garvenswerke in Hannover-Wüfel für rasch laufende Pumpen. Nach den Angaben der Firma bestehen die Sitze aus Bronze oder aus Hartguß; auf ihnen dichten die möglichst leicht gehaltenen, meist mit Leder, Vulkanfiber oder Gummi belegten Bronzeringe ab. Die Belastung bilden bei kaltem Wasser und geringen Hubhöhen von 3 bis 4 mm bei Pumpen mit 400 bis 250 Umdrehungen in der Minute Gummipuffer, welche besondere Führungen der Teller entbehrlich machen. Für den Fall, daß Gummi angegriffen wird, z. B. bei der Förderung heißen öl- oder ammoniakhaltigen Wassers und für größere Hübe finden Schraubenfedern ohne und mit mittleren Führungsstiften Verwendung. Die Spannung der Puffer und Federn läßt sich durch den verstellbaren Oberteil regeln. Selbst gegenüber sandigem und unreinem Wasser sind die Ventile wenig empfindlich; ein Klemmen und Festsetzen der Ringe ist ausgeschlossen.

Abschlußmittel und Belastung zugleich bilden die Gummiringe an dem Ventil von Körting, Hannover, Abb. 801. Sie sind mit der nötigen Spannung um die Ventilspalte gelegt, eignen sich aber naturgemäß nur für mäßigen Druck bis zu etwa 3 at, weil der Gummi sehr weich und dehnbar sein muß.

Das Kinghornsche, an Pumpen für geringe Drucke, namentlich an den nassen Luftpumpen von Kondensationsanlagen benutzte Ventil, Abb. 802, besteht aus dünnen, übereinanderliegenden, leichten Metallplatten, von welchen die beiden unteren mit Löchern versehen sind, die, von den darüberliegenden Blechen verdeckt, beim Arbeiten des Ventils den Durchtritt des Wassers gestatten und die Stöße beim Anschlag an den Fänger und beim Schluß durch die Pufferwirkung des zwischengetretenen Wassers mildern.

2. Gebläse- und Kompressorventile.

a) Wirkungsweise.

An einem doppeltwirkenden Kolbengebläse, Abb. 803, herrscht auf der einen Seite des Kolbens — in der Abb. auf der hinteren —, der Druck-, zur gleichen Zeit auf der andern der Saugvorgang. Verfolgt man den Spannungsverlauf im Raum hinter dem

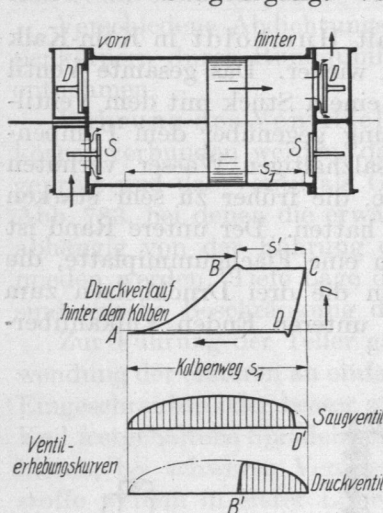


Abb. 803. Doppeltwirkendes Kolbengebläse.

Kolben, so wird bei der eingezeichneten Bewegungsrichtung die eingeschlossene Luft nach der Linie AB verdichtet, bis die Spannung die im Druckraum herrschende überschreitet und sich die Druckventile öffnen, so daß die zusammengepreßte Luft von B bis C in den Druckraum geschoben werden kann. Bei der Umkehr des Kolbens schließen sich die Ventile von selbst und nun dehnt sich die im schädlichen Raum, zwischen dem Kolben in der Totlage und dem Zylinderdeckel, zurückgebliebene Luft nach CD aus. Wird im Punkt D die Saugspannung erreicht, so öffnen sich die Saugventile, durch welche während des Rückganges des Kolbens von D bis A eine neue Luftmenge zur Verdichtung angesaugt wird. Je größer der schädliche Raum und der Verdichtungsdruck sind, desto geringer wird die angesaugte Luftmenge gegenüber dem Zylinderinhalt, ein Verhältnis, das durch die Strecke AD im Vergleich zum Kolbenhub s_1 gekennzeichnet ist.

b) Bewegungsverhältnisse.

Der Druckverlauf, Abb. 803, verlangt, daß sich die Druckventile im Punkte B bei recht beträchtlicher Kolbengeschwindigkeit, und zwar sofort sehr weit, öffnen, Abb. 803 unten, um die der Kolbengeschwindigkeit entsprechenden Luft- oder Gasmengen durchzulassen. Im Vergleich mit Pumpenventilen geht das Öffnen viel plötzlicher und unter größerer Stoßgeschwindigkeit, also unter wesentlich ungünstigeren Umständen vor sich, so daß auf die Beschränkung der Ventiltellermasse und des Hubes der allergrößte Wert zu legen ist. Allerdings wirkt die Elastizität des Betriebsmittels mildernd, erzeugt aber andererseits oft sehr starke und störende Schwingungen. Da die Ventile den notwendigen Querschnitt erst allmählich freigeben können, macht sich im Punkt B des Druckverlaufes eine vorübergehende Pressungssteigerung bemerkbar, die einen um so größeren Verlust ergibt, je schlechter die Ventile arbeiten. Unter ähnlichen, wenn auch wegen der geringeren Kolbengeschwindigkeit etwas günstigeren Umständen erfolgt das Öffnen der Saugventile im Punkte D des Druckverlaufes oder Punkt D' der darunter gekennzeichneten Ventilerhebungskurve.

Im übrigen sollte die Ventilbewegung wiederum, wie bei den Pumpenventilen, der Kolbengeschwindigkeit verhältnismäßig, die Erhebungskurve in Abhängigkeit vom Kolbenhub also eine Ellipse sein, der Schluß aber in den Totpunkten stattfinden.

Bei den Störungen, denen diese Bewegung unterliegt, tritt die bei den Pumpenventilen so wichtige Verdrängung wegen der üblichen großen Durchflußgeschwindigkeiten und wegen der Zusammendrückbarkeit des Betriebsmittels zurück. Neben den schon erwähnten Schwingungen, in die die Teller geraten, können auch Schwingungen der Luftsäulen in den Saug- oder Druckrohren den Gang der Ventile erheblich und ungünstig beeinflussen. Endlich treffen die Sitzflächen beim Schluß metallisch, also härter aufeinander, weil die dämpfende Wirkung der zwischen den Sitzen von Pumpenventilen eingeschlossenen Flüssigkeit wegfällt. Aus all den Gründen lassen sich die Formeln zur Berechnung der Belastung von Pumpenventilen nicht ohne weiteres auf Gebläse- und Kompressorventile übertragen.

c) Grundformen und Werkstoffe.

Die Grundformen sind die gleichen wie bei den Pumpen: Teller- und Kegel-, seltener Kugelventile bei kleinen Luft- und Gasmengen, Ringventile bei größeren, vgl. S. 417.

Bezüglich der Werkstoffe ist zu bemerken, daß für die Ventilkörper, einschließlich der Sitzflächen auch dichtes Gußeisen, bei größeren Drucken Stahlguß geeignet sind, sofern nicht etwa Rosten durch Säuren und andere Stoffe im Betriebsmittel zu erwarten ist. Häufig wird aber auch Messing und Bronze verwendet. An den Tellern findet man bei mäßigen Temperaturen und niedrigen Drucken bis zu 1,5 at Leder, gelegentlich auch Filz verwendet, beide oft durch Blechplatten verstärkt; schon bei mittleren Drucken müssen aber metallene Teller, meist in Form leichter Blechplatten aus Messing, Bronze oder Stahl benutzt werden. Bei hohen Pressungen werden die Teller aus den gleichen Werkstoffen und aus gut durchgeschmiedetem oder gepreßtem Sonderstahl hergestellt. Vorwiegend benutzt man ebene Sitzflächen; kegelige finden sich nur an kleinen Ventilen.

d) Berechnung der Gebläse- und Kompressorventile.

Bezüglich der Berechnung der Durchgangquerschnitte, die die Ventile bieten müssen und der Beanspruchung der einzelnen Teile kann im allgemeinen auf die Ausführungen unter Pumpenventilen, Seite 436 und 443, Absatz α und γ verwiesen werden. Nur die Berechnung der Belastung geht von anderen Grundlagen aus.

Im besonderen ist aber noch folgendes zu bemerken: Während bei den Pumpenventilen in der Formel (180) zur Ermittlung des Spaltquerschnittes stets die größte Kolbengeschwindigkeit $c_{\max}$ einzusetzen ist, kann für Druckventile an Kompressoren bei hohem Druck eine geringere c in Betracht kommen, wenn sich nämlich die Ventile normalerweise erst nach Mitte Kolbenhub öffnen; vgl. die Erhebungskurve in Abb. 803. In solchen Fällen können kleinere Druckventile oder bei Verwendung von Gruppenventilen weniger genommen werden. Die Formel muß deshalb lauten:

$$I_{\max} = \frac{F \cdot c}{\mu \cdot v} \quad (221)$$

Als Werte für die mittlere Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v = v_m$ gelten für:

Gebläse:	{ Saugventile	15 . . . 25 m/sek
	{ Druckventile	25 . . . 35 „
Kompressoren:	{ Saugventile	25 . . . 35 „
	{ Druckventile	35 . . . 50 „

Über die Ausflußzahl μ liegen noch keine genaueren, an Ventilen selbst angestellten Versuche vor. Nach Erfahrungen auf anderen Gebieten darf sie ziemlich hoch, zu 0,95 bis 0,90 und annähernd unveränderlich angenommen werden.

Den größten Hub $h_{\max}$ wählt man in Rücksicht auf die oben besprochenen Betriebsverhältnisse tunlichst klein. An freigehenden Plattenventilen mit ebenen Sitzen findet man Hübe, die selten 13 mm erreichen, gewöhnlich aber zwischen 10 und 4, selbst 3 mm liegen und mit steigender Spielzahl abnehmen.

Ermittlung der Belastung. Auf den Teller des Ventils in geöffnetem Zustande wirken

- α) der Überdruck P_1 zur Erzeugung der Luftgeschwindigkeit im Spalt,
- β) der Druck P_2 , den die gegen den Teller strömende Luft ausübt,
- γ) die Kraft zur Beschleunigung der Masse sowie etwaige Reibungswiderstände an den Führungen. Ihnen hat die Belastung das Gleichgewicht zu halten.

Bedeutung: p_{abs} den Druck, unter dem das Ventil arbeitet, in at,

f_1 die Tellerunterfläche in cm^2 ,

v die wirkliche Geschwindigkeit im Spalt in m/sek,

v_1 die mittlere Geschwindigkeit im Sitz in m/sek,

$\gamma_1 = \frac{342 \cdot p_{\text{abs}}}{273 + t}$ das Einheitsgewicht trockner Luft bei t° in kg/m^3 ,

g die Erdbeschleunigung in m/sek^2 ,

so ist:

$$P_1 = \frac{\gamma_1 \cdot p_{\text{abs}}}{10000} \cdot f_1 \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ kg}, \quad (222)$$

$$P_2 = \frac{\gamma_1 \cdot p_{\text{abs}}}{10000} f_1 \psi \frac{v_1^2}{g} \text{ kg}. \quad (223)$$

Über ψ liegen an Ventilen unmittelbar ausgeführte Beobachtungen nicht vor; ob sich die an dünnen, ebenen Platten verschiedener Form von Eiffel und in der Göttinger Anstalt gefundenen Werte, die zwischen 0,8 und 1,3 liegen, auf Ventile, namentlich auf solche mit breiten Fängern übertragen lassen, erscheint zweifelhaft.

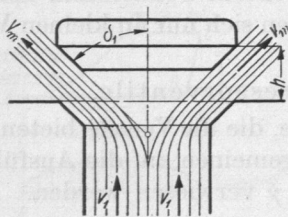


Abb. 804. Strömung in kegeligem Luftventil.

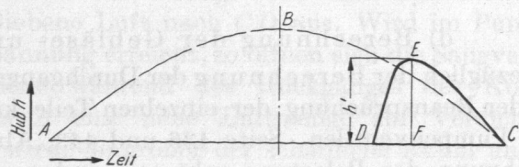


Abb. 805. Zur Bewegung von Kompressorventilen.

Für Luft von atmosphärischer Pressung und einer Temperatur von 15° , wie sie für die Saugventile von Gebläsen und der ersten Stufe von Kompressoren in Betracht kommt, wird $\gamma_1 = 1,23 \text{ kg/m}^3$ und damit:

$$P_1 = \frac{6,22}{1000000} f_1 \cdot v^2 \quad \text{und} \quad P_2 = \frac{12,44}{1000000} \cdot T_1 \cdot \psi v_1^2. \quad (224)$$

P_1 bleibt unverändert, wenn der Teller in Abhängigkeit von der Zeit der theoretisch zu verlangenden Sinusbewegung, Abb. 805, folgt; P_2 dagegen hängt von der Geschwindigkeit v_1 ab, mit der das Betriebsmittel durch den Sitz strömt, ist in der Mitte des Kolbenhubes am größten, in den Totpunkten dagegen Null.

Zur Berechnung der Massenkräfte ergibt sich die größte Beschleunigung b' in dem Falle, daß sich das Ventil vor Mitte Kolbenweg öffnet, wie z. B. für alle Saugventile zutrifft und dann genügend genau dem theoretisch notwendigen Sinusgesetz folgt, durch Differentiation der Gleichung (187) bei $\varphi = 90^\circ$, also im Scheitel der Ventil-erhebungskurve, zu:

$$b' = -h_{\text{max}} \cdot \omega^2 = -h_{\text{max}} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2. \quad (225)$$

Das negative Vorzeichen deutet nur an, daß die Massenwirkung der positiv angenommenen Ventilerhebung entgegengesetzt gerichtet ist. Bei den üblichen Hüb und Gewichten sind diese Massenkräfte klein und dürfen in den meisten Fällen vernachlässigt werden.

Anders liegen die Verhältnisse bei vielen Druckventilen, die erst nach Mitte Hub öffnen, deren Teller plötzlich hochgeschleudert werden, im höchsten Punkte allmählich umkehren und sich dann unabhängig von der Sinuslinie dem Sitz nähern, vgl. Abb. 805, wo die Vorgänge in Abhängigkeit von der Zeit t , die theoretische Bewegung durch die gestrichelte Sinuslinie ABC , die wirkliche Erhebungskurve DEC ausgezogen dargestellt ist. Trinks [IX, 18] nimmt für die Schlußbewegung eine Parabel, also gleichförmige Beschleunigung, an und erhält damit die folgenden Beziehungen: Beträgt der Hub des Ventils h' Meter, die zum Schließen vorhandene Zeit, dargestellt durch die Strecke FC , t Sekunden, so folgt die Beschleunigung b' aus:

$$h' = \frac{b' \cdot t^2}{2}; \quad b' = \frac{2h'}{t^2}. \quad (226)$$

Gewöhnlich ist der Druckverlauf in Beziehung zum Kolbenweg s_1 , Abb. 803, gegeben; durch Schätzung des Weges s' , währenddessen das Druckventil schließen muß, findet man den zugehörigen Kurbelwinkel φ rechnerisch aus:

$$\cos \varphi = \frac{\frac{s_1}{2} - s'}{\frac{s_1}{2}} = 1 - 2 \cdot \frac{s'}{s_1}.$$

und die Zeit t für den Tellerfall, da sich die durchlaufenen Winkel wie die entsprechenden Zeiten verhalten, aus $\frac{\varphi}{2\pi} = \frac{t}{60} \cdot \frac{n}{n}$:

$$t = \frac{30 \cdot \varphi}{\pi \cdot n} \text{ sek.}$$

Die in der Feder wirksame Kraft muß unter Vernachlässigung etwaiger Reibungskräfte, bei höchstem Hub:

$$\mathfrak{F}_{\max} = P_1 + P_2 + b' \frac{G}{g} \mp G, \quad (227)$$

bei geschlossenem Ventil:

$$\mathfrak{F}_0 = P_1 + b' \frac{G}{g} \mp G \text{ kg} \quad (228)$$

betragen, wobei das Minuszeichen vor G für stehende, das Pluszeichen für hängende Ventile gilt, G aber wegzulassen ist, wenn sich die Teller in wagrechter Richtung bewegen, wie das für Ventile, die in den Deckeln liegender Maschinen sitzen, zutrifft.

e) Die bauliche Gestaltung von Gebläse- und Kompressorventilen.

Die Durchbildung erfolgt in ähnlicher Weise wie die der Pumpenventile, aber unter voller Beachtung der auf Seite 454 hervorgehobenen Eigenheiten, namentlich der Beschränkung der Teller Masse und des Hubes. Im Gegensatz zu den Pumpenventilen finden sich häufig Puffer und Fänger angewandt. Sie dienen zur Begrenzung des Hubes, in erster Linie aber zur Dämpfung der Tellerschwingungen und erhalten deshalb ziemlich breite Flächen.

An mehrspaltigen Ventilen pflegt man selten über zwei bis drei Ringe hinauszugehen, um die einzelnen Ventile genügend leicht und handlich zu machen. Reicht deren Querschnitt nicht aus, so baut man mehrere ein. Die Schwierigkeit, dieselben zu gleichzeitigem Schluß zu bringen, aber auch die Absicht, die Schwingungen beim Öffnen, „das Flattern“, zu vermindern, hat die Siegerner Maschinenbau-A.-G., Siegen, veranlaßt, die Belastung der einzelnen Ventile in bestimmter Weise abzustufen und „Leicht-, Weich- und Hartöffner“ vorzusehen, die nacheinander aufgehen, am Hubende aber bei der allmählich abnehmenden Kolbengeschwindigkeit in umgekehrter Reihenfolge schließen.

stücke Z gesichert und deren Hub durch die Stärke von Z geregelt wird. Der Halter, der die Spiralfeder flach rechteckigen Querschnittes aufnimmt, ist durchbrochen ausgebildet, um der Luft den Durchtritt längs des inneren Umfangs des Ventilringes zu gestatten; er dient zugleich als Fänger.

Hörbiger benutzt zur völlig reibungslosen sicheren Führung des Tellers gegenüber dem Sitz drei Plattenfedern, die in ähnlicher Weise, wie bei den Pumpenventilen beschrieben, am einen Ende an der ebenen Ventilscheibe, am andern an dem darüber angeordneten Fänger befestigt sind.

In neuerer Zeit bildet Hörbiger den mittleren Teil des Tellers selbst als Feder und Führung aus, Abb. 808, Bauart der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, beschränkt dadurch die Zahl der Teile und vermeidet in der Ventilplatte die Löcher für die Nieten zum Festhalten der Federn. Durch einige im Fänger verteilte Spiralfedern ist der Teller noch zusätzlich belastet.

Borsig, Berlin, sieht an den Ventilplatten zwei Arme A , Abb. 809, vor, die neben einigen Stiften S die Führung übernehmen, während flache Spiralfedern rechteckigen Querschnittes die Belastung der beiden durch Stege verbundenen Ringe erzeugen.

Abb. 810 stellt Saug- und Druckventile eines Stahlwerkgebläses der Gutehoffnungshütte, Oberhausen, von 2000 mm Zylinderdurchmesser und 1500 mm Hub bei 75 Umdrehungen in der Minute dar. Die Ventile sind in zwei, die Zylinderenden umgebenden Kreisen, ähnlich wie in Abb. 811, angeordnet, und zwar strömt beim Saughube die Luft durch die Saugventile und den Ringspalt R , Abb. 810, nach dem Zylinder, beim Druckhube vom Zylinder durch R und die Druckventile in den Druckraum D . Je ein Saug- und ein Druckventil sitzen auf einer gemeinsamen Stange S und können nach Lösen der Mutter M

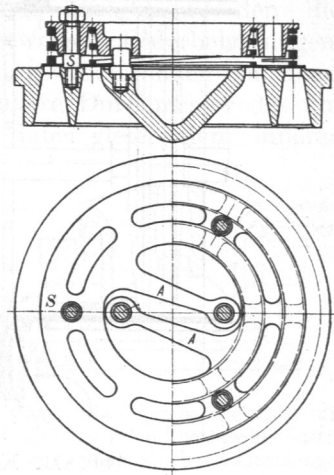


Abb. 809. Gebläseventil, Borsig, Berlin.

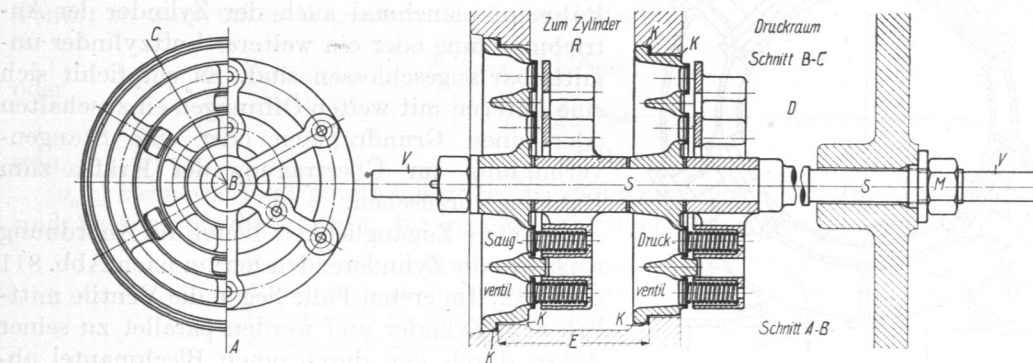


Abb. 810. Stahlwerkgebläseventile. Gutehoffnungshütte, Oberhausen.

leicht nach der Mitte des Zylinders zu herausgezogen werden. Verlängerungen V der Spindel dienen dabei zum bequemen Erfassen des Satzes. Das Einführen eines neuen Paares wird durch die kurzen Zentrierungen und die kegeligen Ansätze K an den Sitzen erleichtert. Bei der Bearbeitung ist auf genaue Einhaltung der Sitzentfernung E zu achten. Die Ventile selbst bestehen aus Stahlgußkörpern mit je zwei konzentrischen Ventilringen aus durchgeschmiedetem, ganz bearbeitetem Stahl, die durch drei und sechs in den Fängern gehaltene Spiralfedern belastet sind. Zur Führung dienen kurze Rippen, deren Krümmung so gewählt ist, daß selbst bei einseitigem Abheben eines Ringes kein Klemmen und Festsetzen eintreten kann. Der Hub kann bis zu 6 mm betragen, ehe die Ventilplatte am Fänger zum Anliegen kommt.

Was die Anordnung der Ventile gegenüber dem Zylinder anbetrifft, so kann man durch diejenige in den Deckeln den schädlichen Raum am kleinsten halten. Sie findet sich vor allem an Kompressoren für höhere Drücke. Prof. Stumpf ging an kleinen Kom-

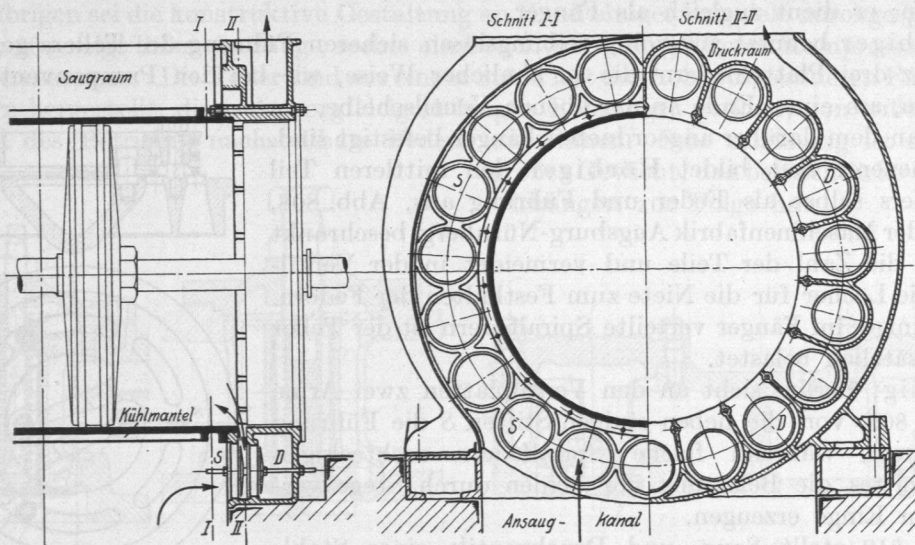


Abb. 811. Konzentrische Anordnung der Ventile am Zylinderende.

pressoren mit Saugschlitzten so weit, das Druckventil als Abschlußplatte des Zylinders auszubilden und den schädlichen Raum praktisch zu Null zu machen, dadurch, daß er den Kolben in der äußersten Stellung auf die Ventilplatte treffen ließ.

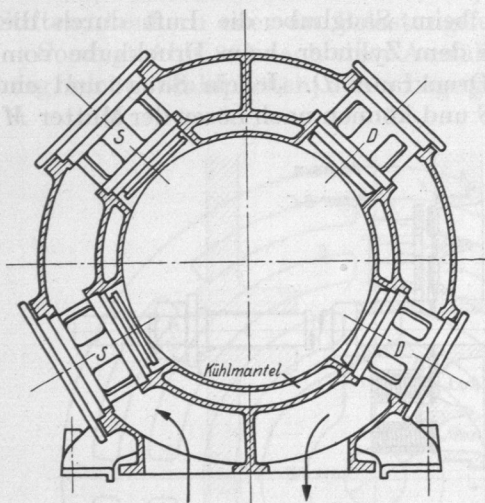


Abb. 812. Radiale Anordnung der Ventile am Zylinder.

Nachteilig ist bei großen Maschinen die geringe Zugänglichkeit der Ventile am vorderen Ende doppeltwirkender Zylinder, falls dort der Rahmen, manchmal auch der Zylinder der Antriebsmaschine oder ein weiterer Luftzylinder unmittelbar angeschlossen sind. Es empfiehlt sich eine Laterne mit weiten Öffnungen einzuschalten oder einen Grundrahmen oder eine Stangenverbindung zur Übertragung der Kräfte zum Rahmen vorzusehen.

Größere Zugänglichkeit bietet die Anordnung rings um die Zylinderenden herum nach Abb. 811 oder 812. Im ersten Falle liegen die Ventile mittlich zum Zylinder und werden parallel zu seiner Achse durch den durch einen Blechmantel abgeschlossenen Saugraum hindurch eingebaut und herausgezogen, im zweiten sind sie radial gestellt.

Ein weiterer Vorteil dieser Anordnungen ist die Möglichkeit, die Deckel leichter ausführen und zu wirksamer Kühlung heranziehen zu können. Andererseits muß ein größerer schädlicher Raum in Kauf genommen werden¹⁾.

C. Gesteuerte Ventile.

In ihrer Bewegung ganz oder teilweise von einer Steuerung beeinflusste Ventile finden sich an Kraftmaschinen, manchen Pumpen, Gebläsen und Kompressoren, können hier aber nur kurz besprochen werden, weil vielfach die Steuerung Form und Ausbildung entscheidend beeinflusst.

¹⁾ Vgl. hierzu Z. V. d. I. 1912, S. 463.

1. Doppelsitzventile.

An Ventildampfzylindern regeln sie als Ein- und Ausströmorgane die Zu- und Abführung des Dampfes, meist in Gestalt von Doppelsitzventilen, Abb. 813 und 822, an sehr großen Maschinen in Form von Viersitzventilen. In der gezeichneten Gestalt

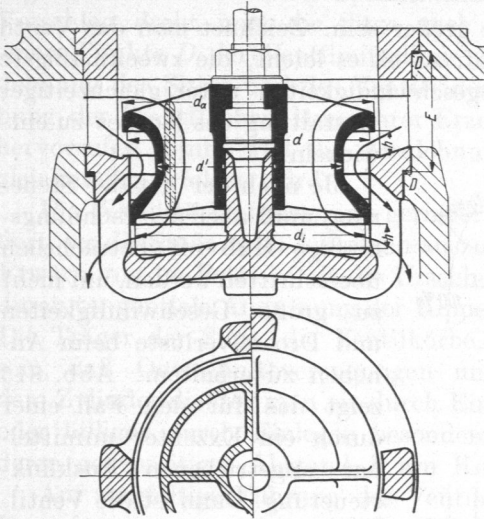


Abb. 813. Doppelsitzventil mit Korb.

sind sie nahezu entlastet, weil höchstens ein auf der Ringfläche $d_a - d_i$, Abb. 813, von oben wirkender Überdruck übrigbleibt, den die Steuerung neben etwaigen Federbelastungen, Massen- und Reibungswiderständen zu überwinden hat. Der äußere Durchmesser des unteren Sitzes wird dabei gleich dem inneren des oberen gewählt, damit sich die Ventile aus den Körben herausziehen lassen. Man kann aber die

Sitzdurchmesser auch gleich groß ausführen, wie Abb. 814 zeigt; doch muß dann das Ventil mit dem Sitz zusammen

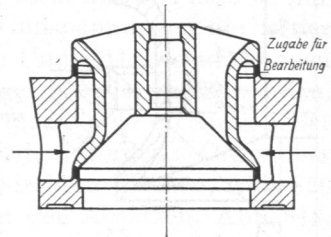


Abb. 814. Doppelsitzventil mit gleich großen Sitzdurchmessern, mit dem Korb zusammengelassen.

Trennung beider durch die Bearbeitung vorgenommen werden. Der weitere Nachteil, daß sich das Ventil nicht aus dem Sitz herausziehen und deshalb nur schwierig einbauen und nachsehen läßt, hat die Anwendung auf vereinzelte Fälle beschränkt.

Die allgemein gebräuchliche Form ergibt sich aus der Bedingung gleicher Dampfgeschwindigkeit auf dem Wege durch das Ventil. Ist F der Kolben-, f der Ventilquerschnitt in cm^2 , $c_{\max}$ die größte Kolben-, $v_{\max}$ die größte Durchtrittsgeschwindigkeit im Ventil, so muß unter Weglassen der Durchflußzahl:

$$F \cdot c_{\max} = f \cdot v_{\max}$$

oder

$$f = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} \quad (229)$$

sein.

$v_{\max}$ kann wie folgt gewählt werden, wobei die niedrigen Werte für kleinere Maschinen und Sattedampf, die höheren für größere und überhitzten Dampf gelten:

Einlaßventile an Hochdruckzylindern	35—55 m/sek
Auslaßventile an Hochdruckzylindern	30—48 „
Einlaßventile an Niederdruckzylindern	40—65 „
Auslaßventile an Niederdruckzylindern	35—55 „

Unter Berücksichtigung der Nabe, der Wandung und der Rippen, die den Querschnitt bei größeren Ventilen um etwa 12, bei kleinen bis zu 20 % verengen, erhält man den lichten Durchmesser des oberen Sitzes, Abb. 813, aus:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = 1,12 f \dots 1,20 f. \quad (230)$$

An einem zweisitzigen Ventil muß nun die halbe Dampfmenge innerhalb, die andere Hälfte außerhalb der Ventilwand durchströmen, an diesen beiden Stellen also ein Querschnitt von je $0,5 f/\text{cm}^2$ vorhanden sein. Damit folgt die Größe von d' , Abb. 813, sofern keine äußeren Führungsrippen vorhanden sind, aus:

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi}{4} d^2 - \frac{f}{2}. \quad (231)$$

An Hand einer Skizze ist nachzuprüfen, ob der innere Durchtrittsquerschnitt unter Berücksichtigung der nötigen Rippen genügt. Der Mindesthub h ergibt sich bei ebenem Sitz aus:

$$f \approx 2 \cdot \pi \cdot d \cdot h; \quad h \approx \frac{f}{2 \pi \cdot d}; \quad (232)$$

bei kegeligem muß er annähernd um die Sitzhöhe größer sein. Zeichnet man das Ventil seinem Sitz gegenüber in gehobenem Zustand auf, so ist es leicht, die zweckmäßigste Form bei annähernd überall gleichen Strömungsgeschwindigkeiten unter gleichzeitiger

Gestaltung des Korbes zu entwickeln.

Je nach der Art der Steuerung muß aber der rechnermäßige Hub oft beträchtlich überschritten werden, um nicht zu große Geschwindigkeiten und Drosselverluste beim Anheben zu erhalten. Abb. 815 zeigt das für den Fall einer durch ein Exzenter unmittelbar angetriebenen Ausklinksteuerung. Dann ist die Ventilerhebungslinie a , bezogen auf den Kolbenweg, eine Ellipse. Im Punkte A wird das Ventil bei 2% Voreinströmung angehoben und je nach dem Ausschlag des Reglers an verschiedenen Stellen der Erhebungslinie ausgelöst; — in der Abbildung bei 60% Kolbenweg im Punkte B . Das Ventil fällt auf seinen Sitz und sei in C geschlossen. Aus der Erhebungslinie folgen die freien Durchtrittsquerschnitte, $f_w = 2 \pi d h$, solange h 17 mm nicht überschreitet, weil dann der größte

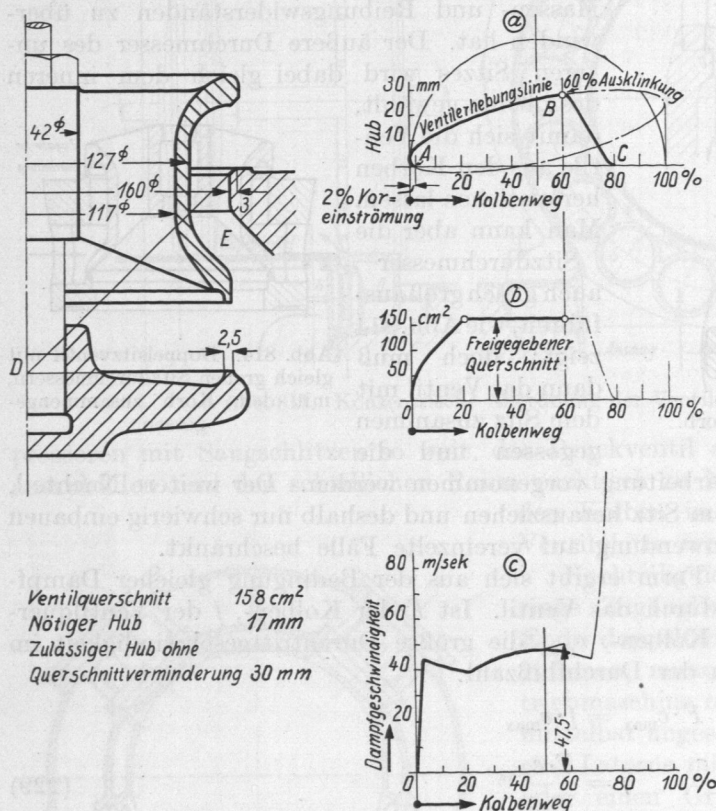


Abb. 815. Ventilerhebungslinie und Dampfgeschwindigkeiten an einem Doppelsitzventil.

Querschnitt $f_{\max} = 158 \text{ cm}^2$ erreicht ist und maßgebend bleibt, Kurve b . Endlich ge-

statten die Beziehungen $v = \frac{F \cdot c}{f_w}$, $v_{\max} = \frac{F \cdot c_{\max}}{f_{\max}}$, $\frac{c}{c_{\max}} \approx \sin \varphi$, wenn φ den Kurbelwinkel bedeutet, die auftretenden wirklichen Dampfgeschwindigkeiten:

$$v = v_{\max} \frac{f_{\max}}{f_w} \cdot \frac{c}{c_{\max}} = 47,5 \cdot 158 \cdot \frac{\sin \varphi}{f_w}$$

zu ermitteln, Abb. 815c. Das Ventil war im Punkte B um 28 mm, also beträchtlich höher als der größte Durchflußquerschnitt verlangt, angehoben. Trotzdem treten schon auf dem ersten Teil des Kolbenwegs zufolge der rasch wachsenden Kolbengeschwindigkeit sehr erhebliche Dampfgeschwindigkeiten auf.

Dem im vorliegenden Falle notwendigen größeren Hub entsprechend muß das Ventil länger ausgeführt werden; an dem dargestellten würde erst ein solcher von mehr als 30 mm bei E Querschnittverengungen auftreten lassen. An rasch laufenden Maschinen kommt der umgekehrte Fall vor: zugunsten geringer Beschleunigungskräfte wählt man sehr kleine Hübe und baut die Ventile niedrig, muß aber dann große Umfänge und Durch-

messer d ausführen, unter Verzicht auf die volle Ausnutzung des inneren Ventilquerschnittes.

Die Sitze werden so schmal wie möglich gehalten, je nach Größe des Ventils, in radialer Richtung gemessen, 1,5 ... 4 mm breit und eben oder größerer Dichtigkeit wegen kegelig mit einem halben Spitzenwinkel von 45 oder 30° gestaltet. Nach Collmanns Vorschlag dreht man die Sitze auch so ab, Abb. 815, daß sich ihre Erzeugenden in einem Punkte D der Ventilmittellinie schneiden, und trägt dadurch verschiedener Ausdehnung des Sitzes und des Ventils durch die Wärme Rechnung, die nur eine Verschiebung der Dichtflächen längs ihrer Erzeugenden, aber kein Abheben und Undichtwerden hervorrufen kann, weil die Ausdehnung vom Punkte D aus nach allen Richtungen gleichmäßig erfolgen wird.

Die Wandstärke führt man geringer Masse wegen tunlichst klein aus und hält sie nur dort, wo die Stöße beim Aufsetzen auszuhalten sind, kräftiger. Gußspannungen, die bei der Erwärmung im Betriebe oft die Ursache von Verzerrungen und Undichtheit sind, können durch tangentiale Anordnung der Rippen zur Nabe, Abb. 820 und 822, verringert werden. Die Träger der Sitze, die Ventilkörbe, sollen kräftig, ihre Rippen aber so ausgebildet sein, daß Querschnittverengungen und Drosselungen vermieden werden. Gegenüber dem Zylinder dichtet man sie durch Einschleifen der kegelig gedrehten Flächen, Abb. 820 oder billiger durch Einlegen besonderer Dichtungsringe D an den Absätzen, Abb. 813, deren gegenseitiger Abstand E am Korb und im Zylinder genau gleich sein muß.

Auf sorgfältige Führung des Ventils gegenüber seinem Sitz ist, besonders wenn der Dampf gezwungen ist seitlich abzufließen, zu achten: durch äußere Rippen an größeren Ausströmventilen, Abb. 822, durch die Ventilnabe, Abb. 813, oder die verlängerte Ventilspindel, Abb. 820.

Ventile und Sitze werden gleichmäßiger Ausdehnung beider Teile halber aus gleichem Werkstoff, dichtetem Gußeisen, hergestellt und möglichst unter den Bedingungen, unter denen sie später arbeiten, also im warmen Zustand, aufeinandergeschliffen.

Für die Formgebung der Aussparung im Dampfzylinder, in der der Korb sitzt, ist überall genügender Querschnitt, bei etwa den gleichen Geschwindigkeiten wie am Ventil, maßgebend.

Die Belastung der Ventile, jetzt meist durch Federn erzeugt, muß genügen, die bewegten Teile zu beschleunigen; sie dient ferner zur Erhöhung des Dichtungsdruckes. Bei Ausklinksteuerungen verlangt man, daß das Ventil während eines bestimmten Teiles des Kolbenwegs wieder auf seinen Sitz gelangt; bei Steuerungen durch unrunde Scheiben oder Schubkurven darf sich das Gestänge nicht von den steuernden Flächen abheben. Näheres siehe [IX, 18] und Leist, Steuerungen der Dampfmaschinen.

2. Gesteuerte Ventile an Pumpen und Gebläsen.

Ein gesteuertes Ventil für eine Pumpe war in Abb. 784 dargestellt und auf Seite 450 besprochen worden; ein Gebläsedruckventil von großen Abmessungen nach einer Ausführung von Riedler zeigt Abb. 816. Zwei dieser Ventile genügen für ein Gebläse von 1300 mm Zylinderdurchmesser, 1500 mm Hub, bei $n = 55$ Umdrehungen in der Minute.

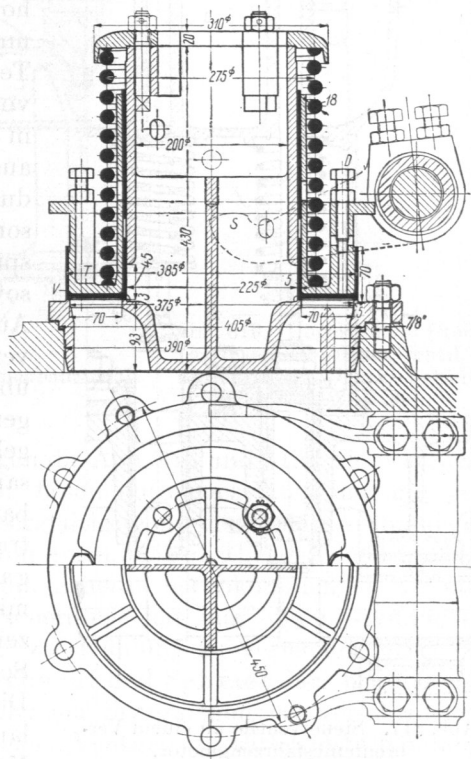


Abb. 816. Indirekt gesteuertes Gebläseventil nach Riedler. M. 1:10.

Sie sind als Ringventile mit je 670 cm^2 Querschnitt, 35 mm nötigem Hub ausgebildet und bestehen aus gußeisernen Sitzen und gepreßten, auf den zylindrischen Mittelteilen der Sitze geführten Stahltellern V . Öffnungen in der Wandung dienen zur Zuleitung und Verteilung des Öles, das durch die Luft aus dem Zylinder mitgerissen wird. Die Steuerung ist im Gegensatz zu der bei dem Pumpenventil besprochenen eine indirekte, indem der Steuerdaumen S das Öffnen durch Abheben der Federbelastung und durch die saugende Wirkung unterstützt, die in dem Raume zwischen dem Federteller T und der Ventilplatte entsteht. Die Saugspannung kann durch die Drosselschrauben D eingestellt werden. Beim Schluß des Ventils weicht der Daumen zurück, so daß der Federdruck unter Vermittelung der jetzt als Puffer tätigen, in dem Raum zwischen dem Vent. V und

dem Federteller T eingeschlossenen Luft auf die Ventilplatte wirkt. Geringe Öffnungswiderstände und sicherer Schluß trotz großen Hubes und großer Durchtrittsquerschnitte sind die Vorteile. Bezüglich weiterer Einzelheiten und zahlreicher Ausführungen gesteuerter Ventile an Pumpen, Kompressoren usw. muß auf Riedlers Buch „Schnellbetrieb“ verwiesen werden.

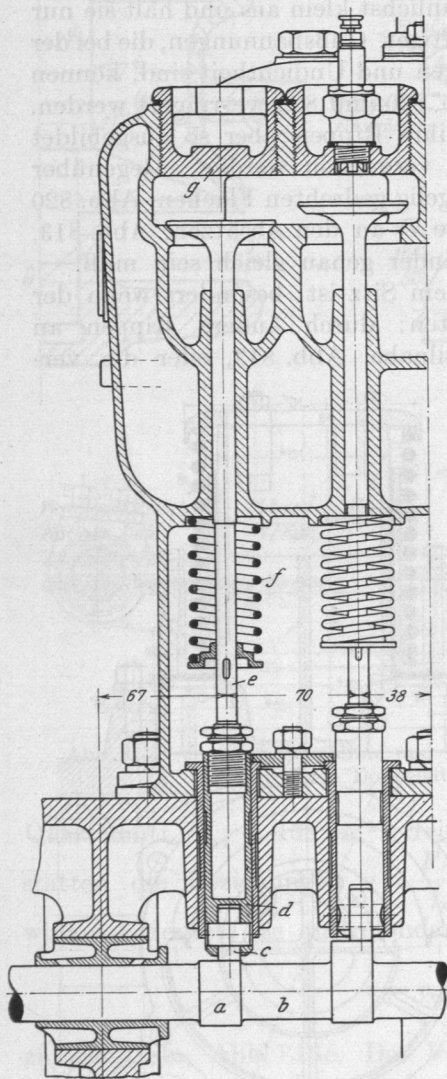


Abb. 817. Steuerventile an einem Verbrennungsfahrzeugmotor.

3. Gesteuerte Ventile an Verbrennungsmaschinen.

An Verbrennungsmaschinen werden in Rücksicht auf die schwierigen Betriebsverhältnisse unter hohen Wärmegraden und großen Drucken und unter oft stoßweisem Arbeiten fast ausschließlich Tellerventile einfachster Gestalt mit kegeligen Sitzen von $\delta_1 = 45^\circ$ halbem Spitzenwinkel verwandt. Meist in Form je eines Einlaß- und eines Auslaßventils ausgeführt, pflegt man sie so anzuordnen, daß sie durch den Betriebsdruck geschlossen werden. Besonders ungünstig sind die Auslaßventile beansprucht, indem sie ständig hohen Wärmegraden, sowohl bei der Verbrennung wie auch während der Ausströmzeit, ausgesetzt sind, während die Einlaßventile durch die während der Einströmzeit vorüberstreichende frische Luft oder das Gas-Luftgemisch stärker und in meist hinreichendem Maße gekühlt werden, wenn im übrigen für eine wirkame Ableitung der Wärme durch die benachbarten Wände und die Spindelführung Sorge getragen ist. Besonders die Sitze müssen auf ihrem ganzen Umfang gleichmäßig und möglichst unmittelbar gekühlt werden. Sonst eintretende Verzerrungen haben leicht Undichtheit und örtliches Schadhafwerden der Sitze und Teller zur Folge. Die Ausströmventile der Großgasmaschinen verlangen vielfach besondere Kühlung von innen her. Möglichst ist senkrechte Anordnung der Ventile anzustreben in Rücksicht auf das zuverlässigere

Arbeiten und sicherere Dichthalten, das bei anderer Lage durch die einseitige Abnutzung der Führung beeinträchtigt wird.

Bei kleineren Abmessungen, z. B. an Fahrzeugmotoren, pflegen die Teller mit der Spindel zusammen aus einem Stück, Abb. 817, unter Wahl großer Übergangsabrundungen

und zwar aus Sonderstahl oder bestem Flußstahl hergestellt zu werden. Unter dem stoßweisen Betrieb hat sich die vielfach versuchte Trennung des Tellers von der Spindel nicht bewährt und stets zu Schwierigkeiten an der Verbindungsstelle geführt. Selbst die Gewinde zum Halten der Federteller leiden sehr rasch und werden deshalb allgemein durch Riegel ersetzt. Die Sitzflächen und die zweckmäßigerweise langen Spindelführungen sieht man meist unmittelbar im Zylinder selbst vor, wenn die Zugänglichkeit der Ventile zwecks Nachsehens und Einschleifens durch Deckel- oder Gewindepfropfen, vgl. Abb. 817, sichergestellt werden kann. Nur bei hängenden Ventilen werden besondere Körbe, die beim Nachsehen und Reinigen mit den Ventilen zusammen herausgezogen werden, verwandt; sie beeinträchtigen aber die Kühlwirkung in nicht unerheblichem Maße und erschweren deshalb die Instandhaltung. Die Körbe wegzulassen und die Ventile nach dem Zylinderinnern zu herausziehbar zu machen — eine Ausführung, die das Abheben der Zylinder oder den Ausbau der Kolben beim Nachsehen verlangt —, findet sich nur bei äußerster Beschränkung der Konstruktionsgewichte an Flugzeugmotoren und dergleichen. Vgl. hierzu die Zylinder, Abb. 1772, 1773 und 1774. Die Betätigung solcher Ventile erfolgt durch Steuerhebel oder Steuernocken, wie in Abb. 817, wo unrunde Scheiben *a* auf der Steuerwelle *b* mittels der Rollen *c* die Ventile anheben, der Schluß aber durch Federn *f* bewirkt wird, die ständig für die Anlage der Rollen *c* an den Nocken *a* sorgen.

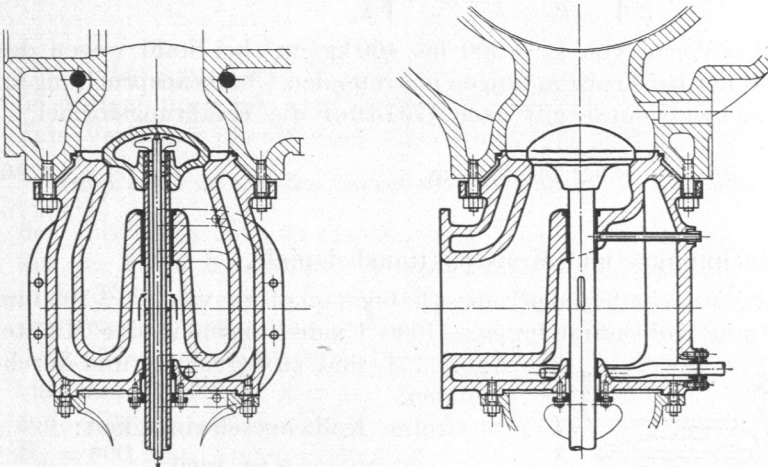


Abb. 818. Gekühltes Großgasmaschinen-Auslaßventil, Maschinenbauanstalt Augsburg-Nürnberg.

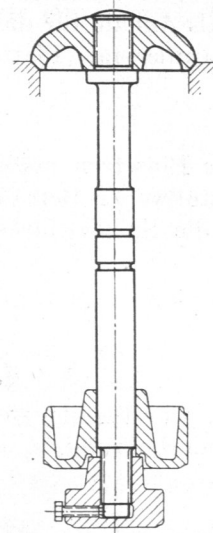


Abb. 819. Ungeköhltes Großgasmaschinen-Auslaßventil, Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle, Saarbrücken.

Beispiele für Ventile an Großgasmaschinen zeigen die Abb. 818 und 819. Sie bestehen aus gußeisernen Tellern, die auf den gußeisernen, besonders eingesetzten und gut gekühlten Sitzen abdichten und haben kräftige, aufs sorgfältigste mit den Tellern verbundene Spindeln aus Stahl. Die erste Abbildung gibt ein von innen her gekühltes Ventil wieder, dem Wasser in dem Ringraum zwischen dem vom Scheitel herabkommenden Abflußrohr und der Spindelwandung zugeführt wird. Neuerdings hat man die umständliche, in dem bewegten Ventil leicht Störungen ausgesetzte Kühlung zu vermeiden gesucht; Abb. 819 stellt ein ungekühltes Ventil von Ehrhardt und Sehmer dar, bei dem die gewölbte Gestalt des Tellers zwecks Verminderung der Spannungen bei verschiedener Wärme wichtig sein dürfte. Naturgemäß ist bei solchen Ventilen auf wirksamste Kühlung der Sitzflächen größter Wert zu legen.

Was die Berechnung der Ventile anlangt, so kann man bei der Ermittlung des Durchflußquerschnittes *f* nach der Formel (229) $f = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}}$ für $v_{\max}$ zulassen:

an Großgasmaschinen 75 m/sek,

an Fahrzeugmotoren 80—100 m/sek (in Amerika sind bis 120 m/sek üblich).

In Rücksicht auf die Beschränkung der Massenwirkung der Ventilteller und der Abmessungen der Belastungsfedern pflegt man mäßige Hübe von $h = d/6$, selten $d/5$ auszuführen, wenn d den lichten Durchmesser des Ventilsitzes bedeutet. Zur Ermittlung von d kann man bei breiten, unter $\delta_1 = 45^\circ$ geneigten Sitzen genügend genau nach Formel (170):

$$f' = 2,22 \left(d + \frac{h}{2} \right) \cdot h$$

rechnen, die bei $h = d/6$ zu:

$$f' = 0,4 d^2 \quad \text{oder} \quad d = 1,58 \sqrt{f'} \quad (233)$$

führt. Der Berechnung der Sitzbreite a_0 legt man zweckmäßigerweise den Flächendruck:

$$p_0 = p \cdot \frac{d_a^2}{d_a^2 - d^2} \quad \text{oder die Formel} \quad d_a = d \sqrt{\frac{p_0}{p_0 - p}} \quad (234)$$

zugrunde, wobei p den Betriebsdruck in at, d_a und d den Außen- und Innendurchmesser des Sitzes bedeuten. p_0 findet man zu etwa 100 kg/cm² an kleineren, zu 150 bis 200 kg/cm² an großen Ventilen.

Als Anhalt für die Stärke s_0 ebener Teller kann die Formel (62) für runde, am Rande frei aufliegende Platten dienen:

$$s_0 = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{1,24 \cdot p}{k_b}} = 0,56 d \sqrt{\frac{p}{k_b}} \quad (235)$$

unter Einsetzen mäßig hoher Werte von $k_b = 300$ bis 400 kg/cm² bei Stahl wegen des oft stoßweisen Betriebs und der bei Frühzündungen eintretenden Überbeanspruchungen. Für die Spindelstärke d_0 kleiner Ventile gilt nach Güldner die Erfahrungsformel:

$$d_0 = \frac{d}{8} + 0,2 \text{ bis } 0,4 \text{ cm.} \quad (236)$$

4. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

1. Die Ventile zu dem Zweizylinderblock eines Fahrzeugmotors von $D = 105$ mm Zylinderbohrung, $s_1 = 130$ mm Kolbenhub für $n = 1000$ Umdrehungen in der Minute, Abb. 1771, sind zu berechnen und durchzubilden.

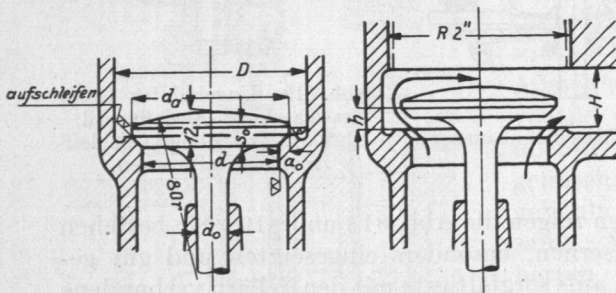


Abb. 819a. Ventil zum Fahrzeugmotor von 105 mm Bohrung, 130 mm Hub und 1000 Umläufen in der Minute.
M. 1 : 2,5.

Größte Kolbengeschwindigkeit:

$$c_{\max} = \frac{\pi \cdot s_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1000}{60} = 6,80 \text{ m/sek.}$$

Freier Ventilquerschnitt bei $v_{\max} = 80$ m/sek:

$$f' = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 10,5^2 \cdot 6,80}{80} = 7,37 \text{ cm}^2.$$

Lichter Ventildurchmesser nach (233):

$$d = 1,58 \sqrt{f'} = 1,58 \sqrt{7,37} = 4,29 \text{ cm.}$$

Ausgeführt $d = 45$ mm, Abb. 819a.

Telleraußendurchmesser bei $p_0 = 100$ kg/cm² Auflage- und $p = 25$ at Zünddruck:

$$d_a = d \sqrt{\frac{p_0}{p_0 - p}} = 4,5 \cdot \sqrt{\frac{100}{100 - 25}} = 5,2 \text{ cm.}$$

Danach Mindestsitzbreite $a_0 = 3,5$ mm.

Tellerstärke: $s_0 = 0,56 \cdot d \sqrt{\frac{p}{k_b}} = 0,56 \cdot 4,5 \cdot \sqrt{\frac{25}{300}} = 0,72 \text{ cm.}$

In Abb. 819a ist sie strichpunktiert eingetragen und ihr unter Wölben der Endfläche nach einem Halbmesser von 80 mm bei 12 mm Scheitelstärke Genüge geleistet.

Spindelstärke:
$$d_0 = \frac{d}{8} + 0,4 = \frac{4,5}{8} + 0,4 = 0,96 \text{ cm.}$$

Abb. 819a, rechts, zeigt das Ventil in angehobenem Zustande. Bei dem höchsten Hube:

$$h = \frac{d}{6} = \frac{45}{6} = 7,5 \text{ mm}$$

muß der Raum rings um den Teller herum so weit sein, daß das Betriebsmittel mit der Geschwindigkeit $v_{\max}$ durchfließen kann. Das führt zunächst zu der Ermittlung des Gehäusedurchmessers D aus:

$$\frac{\pi D^2}{4} \geq \frac{\pi d_a^2}{4} + f' \geq \frac{\pi}{4} \cdot 5,2^2 + 7,37 \geq 28,71 \text{ cm}^2;$$

$D \geq 60 \text{ mm}$. Schließlich muß über dem Scheitel des Ventiltellers ein Querschnitt von mindestens $\frac{f'}{2}$ oder eine lichte Höhe von:

$$\frac{f'}{2 \cdot d_a} = \frac{7,37}{2 \cdot 5,2} = 0,71 \text{ cm}$$

vorhanden sein, die zu $H \geq 20 \text{ mm}$ führt. Die Maße des eben erwähnten Raumes hängen im übrigen noch von dem Grade der Verdichtung ab, die der Betriebsstoff erfahren soll. Zum Verschluß der Öffnung über dem Ventil reicht ein Stopfen mit $R 2''$ Gewinde aus.

Die Feder ist auf den Beschleunigungsdruck $\frac{G}{g} \cdot b$ zu berechnen, wobei G das Gewicht der durch den Nocken angehobenen Teile, g die Erdbeschleunigung und b die größte, aus der Form der Nocken zu ermittelnde Beschleunigung ist. Die Reibung der Spindel in der Führung sowie die Wirkung des Eigengewichtes G im Falle hängender Anordnung der Ventile ist durch einen Zuschlag zu berücksichtigen.

2. Die gesteuerten Ein- und Auslaßventile zum Niederdruckzylinder der Wasserwerkmaschine, Tafel I, sind zu berechnen und samt den Körben durchzubilden. Zylinderdurchmesser $D_n = 800 \text{ mm}$, Kolbenfläche unter Abzug des Querschnittes der $d = 75 \text{ mm}$ starken Kolbenstange:

$$F = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (80^2 - 7,5^2) = 4982 \text{ cm}^2.$$

Hub $s_1 = 800 \text{ mm}$, Umdrehzahl der Welle $n = 50$ in der Minute. Größte Kolbengeschwindigkeit:

$$c_{\max} = \frac{\pi \cdot s_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 50}{60} = 2,095 \text{ m/sek.}$$

a) Einlaßventil, Abb. 820. Dampfgeschwindigkeit gewählt zu $v_{\max} = 55 \text{ m/sek.}$ (Will man die Dampfmaschine als Betriebsmaschine mit einer wesentlich höheren Drehzahl als 50 in der Minute laufen lassen, so wird man die Dampfgeschwindigkeit bei $n = 50$ unter Anpassung an die höchste Kolbengeschwindigkeit ermäßigen.) Ventilquerschnitt:

$$f_e = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{4982 \cdot 2,095}{55} = 190 \text{ cm}^2.$$

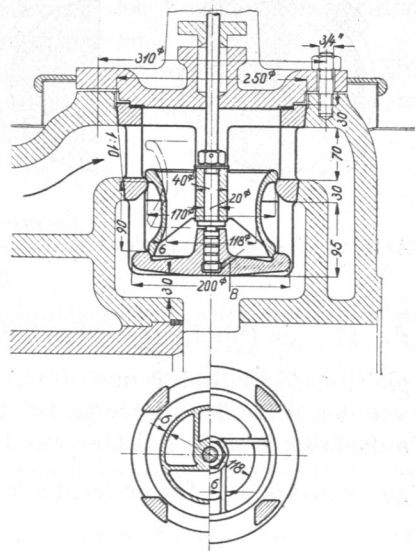


Abb. 820. Doppelsitzeinströmventil am Niederdruckzylinder der Maschine Tafel I.
M. 1 : 10.

Ventilsitzdurchmesser im Lichten d_e gemäß Formel (230):

$$\frac{\pi d_e^2}{4} = 1,20 \cdot f_e = 1,20 \cdot 190 = 228 \text{ cm}^2;$$

$d_e = 17 \text{ cm}$. Wandungsdurchmesser aus (231):

$$\frac{\pi (d')^2}{4} = \frac{\pi d_e^2}{4} - \frac{f_e}{2} = 228 - 95 = 132 \text{ cm}^2; \quad d' = 13 \text{ cm}.$$

Mindesthub bei ebenem Sitz:

$$h = \frac{f_e}{2\pi d_e} = \frac{190}{2\pi \cdot 17} = 1,78 \text{ cm}.$$

Gewählt in Rücksicht auf die Steuerung und auf den kegeligen Sitz von 30° halbem Spitzenwinkel mit 3 mm radial gemessener Breite: $h = 38 \text{ mm}$. Mit diesen Maßen läßt sich die Ventilwandung und der Korb, der dauernder Abdichtung halber kräftig gehalten werden muß, entwerfen, zweckmäßigerweise, indem man das Ventil sowohl geschlossen, als auch ganz geöffnet aufzeichnet. Wandstärke 6 mm, unter Verstärkung der beim Auftreffen auf dem Sitz hart aufschlagenden Ränder. Ventil und Korb wird man so durchbilden und berechnen, daß man sie auch für höhere Betriebsdrucke, z. B. bis zu 12 at, benutzen kann. Beanspruchung der Wandung durch den Dampfdruck von $p = 12 \text{ at}$:

$$\sigma_z = \frac{d_i p}{2s} = \frac{11,8 \cdot 12}{2 \cdot 0,6} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Ventil hat eine Höhe von 90 mm zwischen den Sitzkanten erhalten, bei der selbst in der höchsten Stellung noch sehr günstige Strömungsverhältnisse ohne Drosselung entstehen. Nabe und Wandung sind durch vier tangential an jener angesetzte Rippen verbunden. Die Spindel ist zur Führung des Ventils im Korbboden benutzt, der zu dem Zwecke in der Mitte hochgezogen ist, während eine Bohrung B dem Dampf den Zutritt zur Endfläche der Spindel gestattet. Der Korb ist im Zylinder kegelig eingeschliffen und wird durch die Steuerhaube, die die obere Öffnung abschließt, angepreßt. Zur Abdichtung dient ein innerhalb der Zentrierung liegender Dichtungsring.

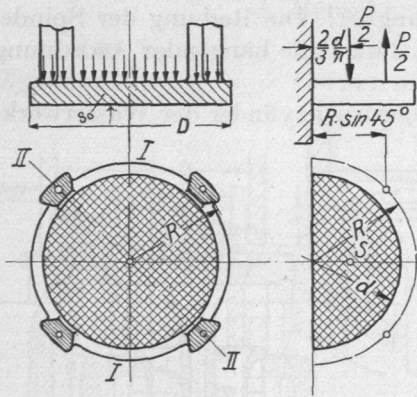


Abb. 821. Zur Berechnung des Ventilkorbbodens.

Beanspruchung des Korbbodens. Berechnet als eine Platte von $D = 200 \text{ mm}$ Durchmesser und durchschnittlich $s_0 = 20 \text{ mm}$ Stärke, also unter Vernachlässigung der Spindelführung, die wenig zur Widerstandsfähigkeit gegenüber Biegung beiträgt. Der Boden ist ungünstigstenfalls auf einer Fläche von

$d = 170 \text{ mm}$ Durchmesser durch den Dampfdruck im Betrage von $P = \frac{\pi}{4} \cdot 17^2 \cdot 12 = 2724 \text{ kg}$ gleichmäßig belastet und durch die Rippen in vier Punkten im Abstand $R = 100 \text{ mm}$ von der Mitte der Platte gestützt. Als ein längs eines Mittelschnitts eingespannter Träger aufgefaßt, Abb. 821, ist es zweifelhaft, ob der Bruch längs der Linie $I I$ oder längs $II II$ zu erwarten ist. Im ersten Falle wird, da das Widerstandsmoment $\frac{D \cdot s_0^3}{6}$ ist:

$$\sigma_b = 6 \frac{P}{2} \frac{R \cdot \sin 45^\circ - \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{\pi}}{D \cdot s_0^3} = 3 \cdot 2724 \cdot \frac{10 \cdot 0,707 - \frac{2}{3} \cdot \frac{17}{\pi}}{20 \cdot 2^3} = 354 \text{ kg/cm}^2,$$

im zweiten:

$$\sigma'_b = 6 \frac{\frac{P}{4} \cdot R - \frac{P}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{\pi}}{D \cdot s_0^2} = 6 \frac{\frac{2724}{4} \cdot 10 - \frac{2724}{3} \cdot \frac{17}{\pi}}{20 \cdot 2^2} = 142 \text{ kg/cm}^2;$$

mithin ist Querschnitt $I I$ der gefährliche. Die vier Tragrippen sind bei je rund $f_1 = 6,6 \text{ cm}^2$ Querschnitt mit:

$$\sigma_z = \frac{P}{4 f_1} = \frac{2724}{4 \cdot 6,6} = 103 \text{ kg/cm}^2$$

auf Zug beansprucht.

b) Auslaßventil. Bei $v_{\max} = 45 \text{ m/sek}$ Dampfgeschwindigkeit wird:

$$f_a = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{4982 \cdot 2,095}{45} = 232 \text{ cm}^2;$$

$$\frac{\pi}{4} d_a^2 = 1,20 f_a = 1,20 \cdot 232 = 279 \text{ cm}^2; \quad d_a = 18,9 \text{ cm};$$

gewählt 185 mm.

$$\frac{\pi}{4} (d')^2 = \frac{\pi}{4} d_a^2 - \frac{f_a}{2} = 279 - 116 = 163 \text{ cm}^2; \quad d' = 14,5 \text{ cm};$$

ausgeführt in Rücksicht auf die äußeren Führungsrippen 142 mm Durchmesser.

$$\text{Mindesthub } h = \frac{f_a}{2 \pi d_a} = \frac{232}{2 \pi \cdot 18,5} = 2,0 \text{ cm, erhöht auf } 40 \text{ mm.}$$

Eine Gestaltung des Korbes ähnlich dem des Einlaßventiles würde zu hängenden Ventilen führen, die wegen des schwierigeren Dichthaltens gern vermieden werden. Der Korb nach Abb. 822 wird zudem niedriger, kann mit dem Boden und der Stopfbüchse aus einem Stück hergestellt werden und gestattet eine einfachere Formgebung des anschließenden Auslaßkanals im Zylinder. Zur besseren Führung des Ventils sind vier radiale Außenrippen vorgesehen. Eine Berechnung erübrigt sich bei einer dem Einlaßventilkorb entsprechenden Bemessung, da die normale Belastung geringer und u. a. die Stützung des Bodens, der auf dem ganzen Umfang von der Steuerhaube gehalten wird, günstiger ist.

Wegen der Formgebung der die Ventile umschließenden Zylinderwände unter Einhaltung etwa derselben Dampfgeschwindigkeit wie oben vgl. die Durchbildung des Niederdruckzylinders Abb. 1745 in Abschnitt 23, Beispiel 9.

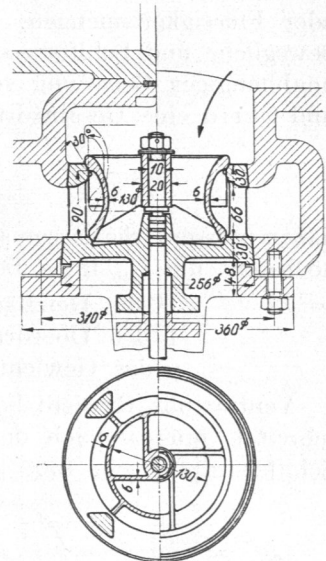


Abb. 822. Doppelsitzauslaßventil am Niederdruckzylinder der Maschine Tafel I. M. 1:10.

D. Ventile für Sonderzwecke.

1. Sicherheitsventile.

Zweck derselben ist, bei Überschreitung eines bestimmten Höchstdruckes die überschüssigen Gas-, Dampf- oder Flüssigkeitsmengen ausfließen zu lassen. Dazu dienen meist einfache Tellerventile, die durch Gewichte oder Federn unmittelbar oder unter Einschaltung einer Hebelübersetzung belastet sind. Gewichte bieten den Vorteil, daß die Belastung unabhängig vom Hub des Ventils ist, können jedoch nur an ruhenden, nicht aber an stark bewegten Teilen oder Maschinen, wie Schiffskesseln, Lokomotiven usw. verwendet werden.

Der Berechnung legt man gewöhnlich eine Kreisfläche vom mittleren Sitzdurchmesser $d + a_0$ und den vollen Überdruck zugrunde und nimmt die genaue Einstellung bei der Druckprobe vor.

Die Sitze werden schmal, 1 bis 2,5 mm breit und meist eben ausgeführt, wenn nicht Stöße, z. B. an beweglichen Kesseln, kegelige angebracht erscheinen lassen. Die Dichtflächen sollen leicht zugänglich sein und, wenn möglich, frei liegen, die Teller unter der Belastung gedreht und während des Betriebes auf richtiges Arbeiten geprüft werden können.

Besonders wichtig ist, dem Klemmen des Ventils durch sichere Stift- oder Rippenführung und tiefe Lage des Angriffpunktes der Belastung vorzubeugen. Das Überschreiten der äußersten Stellung des Gewichts oder der größten Federspannung pflegt durch Plomben, Splinte, Sperrhülsen usw. verhindert zu werden. Belastungsgewichte sollen aus einem Stück bestehen.

Die Größe der Ventile richtet sich nach dem Druck und den durchzulassenden Dampf- oder Flüssigkeitsmengen. Für feststehende Landdampfkessel ist mindestens ein, für bewegliche und Schiffskessel sind zwei zuverlässige Sicherheitsventile mit voneinander unabhängiger Belastung vorgeschrieben, die auf Grund von Versuchen von Reischle und Cario eine Gesamtdruckfläche (ohne Rücksicht auf Rippen) von mindestens:

$$f = \frac{4,74 \cdot H}{\sqrt{p \cdot \gamma}} \text{ cm}^2 \quad (237)$$

haben müssen. Sie lassen soviel Dampf entweichen, daß die festgesetzte Dampfspannung höchstens um $\frac{1}{10}$ ihres Betrages überschritten wird. Dabei bedeuten:

H die Heizfläche in m^2 ,

p den Überdruck in at,

γ das Gewicht von 1 m^3 Dampf von p at in kg.

Ventile mit Gewichtsbelastung, bei denen der Druck auf den Teller 600 kg überschreitet, müssen nach den polizeilichen Vorschriften für Anlegung von Land- bzw. Schiffsdampfkesseln 1908 [VI, 3 und 4] durch zwei kleinere ersetzt werden.

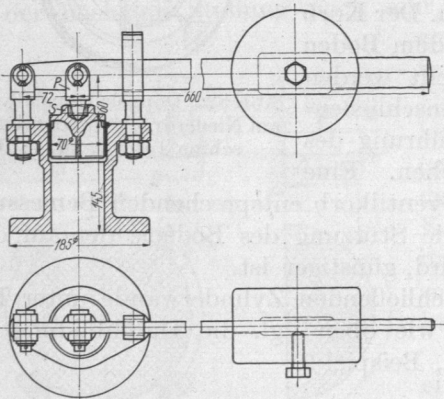


Abb. 823. Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung (Düsseldorfer Maschinenbau A.G.). M. 1: 10.

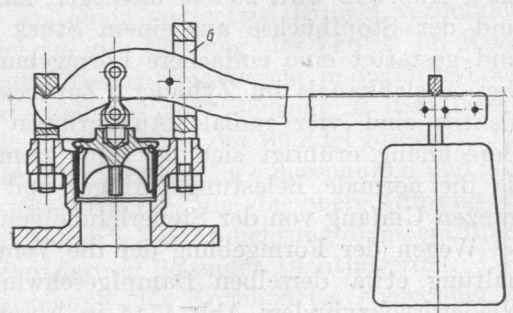


Abb. 824. Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung. M. 1: 10.

Ein einfaches Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung für Dampfkessel zeigt Abb. 823 nach Ausführung der Düsseldorfer Maschinenbau A.-G. vorm. J. Losenhausen. Der Teller, der ebenso wie der Sitz aus harter Bronze besteht, wird mittels des Sechskantes S aufgeschliffen und kann unter der Belastung gedreht werden. Die letztere ist durch Verschieben des Gewichts regelbar und greift durch die Pendelstütze P in der Sitzebene an. In Abb. 824 sind die Gelenke zwecks Verringerung der Reibung durch breite Schneiden ersetzt. Dadurch, daß diese auf einer geraden Linie liegen, bleibt das Hebelverhältnis bei geschlossenem und geöffnetem Ventil unverändert. Gabel G begrenzt den Hub und verhütet das Herausschleudern des Ventils bei plötzlichem Öffnen.

Abb. 825 zeigt ein Sicherheitsventil mit Federbelastung, wie es an Pumpendruckleitungen usw. Verwendung findet (Ausführung von Klein, Schanzlin und Becker).

Der durch eine Schraube einstellbare Federdruck wird durch den Stift genau auf die Mitte des Tellers geleitet. Ähnliche, aber gedrängter gebaute Ventile werden an Dampfzylindern zur Milderung von Wasserschlägen angebracht, wenn die Steuerung in den Zylinder eingetretenes oder dort niedergeschlagenes Wasser nicht entweichen läßt. Wegen der Wahl ihrer Größe vgl. Abschnitt 22, IV, A, 2 über Ausnutzung der Dampfzylinder.

Ein Übelstand an solchen einfachen Sicherheitsventilen ist, daß die Spannung unter dem Teller durch das Entweichen des Dampfes oder der Luft vermindert und das Ventil nur wenig geöffnet wird. Erst bei weiterer Steigerung des Druckes wächst auch der Hub, so daß diese Ventile mehr Warnvorrichtungen sind, nicht immer aber vor unter Umständen gefährlichen Überspannungen schützen. Dem begegnen die Hochhubsicherheits-

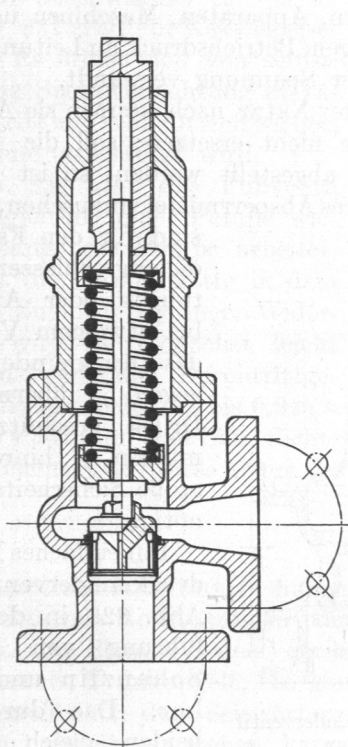


Abb. 825. Sicherheitsventil mit Federbelastung (Klein, Schanzlin und Becker, Frankenthal). M. 1:5.

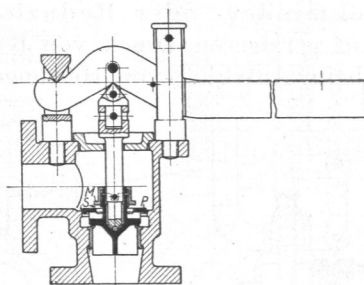


Abb. 826. Hochhubsicherheitsventil „Absolut“ (Schäffer und Budenberg, Magdeburg).

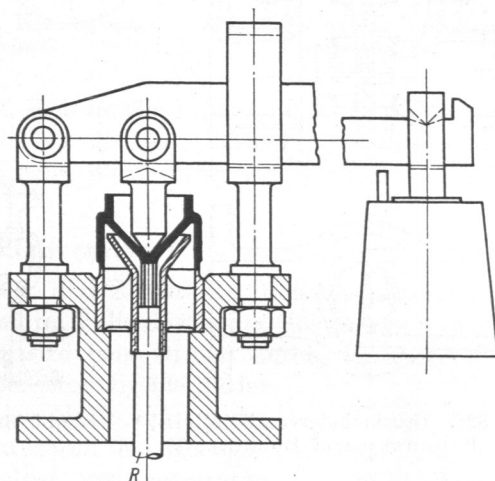


Abb. 827. Hochhubsicherheitsventil (Hübner und Mayer, Wien).

ventile, z. B. nach Abb. 826 und 827. Am Sicherheitsventil „Absolut“ von Schäffer und Budenberg, Abb. 826, ist über dem Teller eine Platte *P* angebracht, die geringe Dampfmenngen bei Beginn des Überschreitens des zulässigen Druckes durch die Spalten *S* entweichen läßt, so daß dasselbe zunächst wie ein gewöhnliches Sicherheitsventil wirkt. Steigt aber die Spannung im Kessel um etwa $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{2}$ at weiter, so entsteht in dem Ringraume ein Druck, der das Ventil mit Hilfe der Platte *P* weiter anhebt und so rasch große Querschnitte schafft. Die Spannung, bei welcher das eintritt, läßt sich durch Einlegen einer Scheibe unter der Mutter *M* verändern. Das Ventil kann während des Betriebes nachgeschliffen werden und ist zur Abführung großer Dampfmenngen mit einem seitlichen Rohranschluß versehen. Die Hochhubventile von Dreyer, Rosenkranz und Droop benutzen den Stoß des ausströmenden Dampfes, der gegen eine darüber angebrachte Platte wirkt, vgl. Z. V. d. I. 1905, S. 359.

Hübner und Mayer in Wien erreichen den gleichen Zweck nach Abb. 827 durch ein

unter dem Ventilteller angebrachtes Rohr *R*, das nach einer Stelle des Kessels führt, wo der Druck nicht mehr durch das Abblasen beeinflusst wird, so daß stets der volle Dampfdruck unter dem Teller wirkt.

Vollhubventile können nach den polizeilichen Vorschriften $\frac{1}{3}$ des Querschnittes der gewöhnlichen, also:

$$f = \frac{1,58 \cdot H}{\sqrt{p \cdot \gamma}} \text{ cm}^2 \quad (238)$$

erhalten, wenn ihr Hub mindestens $\frac{1}{4}$ des Durchmessers beträgt.

2. Druckminder- oder Reduzierventile.

Druckminder- oder Reduzierventile dienen dazu, hochgespannte Betriebsmittel auf geringeren Druck von bestimmter, gleichbleibender Höhe zu bringen. Sie werden beim Anschluß von Heizungen, Dampffässern, Apparaten, Maschinen usw. mit niedrigem Betriebsdruck an Leitungen mit höherer Spannung verwandt.

Ihrer Natur nach können sie Absperrventile nicht ersetzen; soll die Leitung völlig abgestellt werden, so ist ein besonderes Absperrmittel vorzusehen. Ferner

sind für den Fall, daß die angeschlossenen Leitungen oder Apparate bei etwaigem Versagen des Druckminderventils gegen übermäßigen Druck geschützt sein müssen, hinreichend große Sicherheitsventile nötig.

Ein einfaches Dampfdruckminderventil zeigt Abb. 828 in der Ausführung von Klein, Schanzlin und Becker. Das durch die beiden gleich großen Teller vollkommen ent-

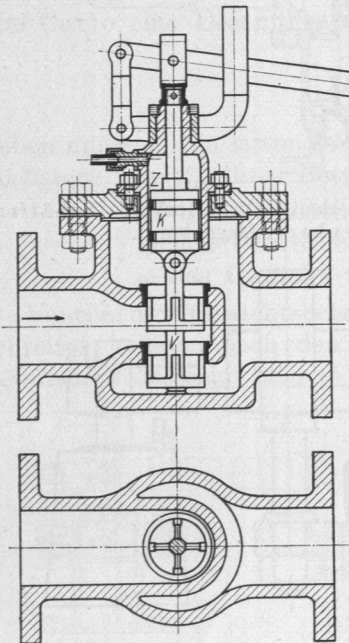


Abb. 828. Druckminderventil (Klein, Schanzlin und Becker).

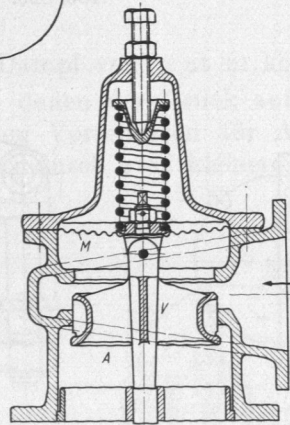
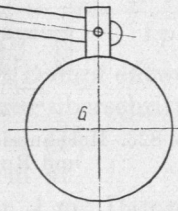


Abb. 829. Druckminderventil mit Membran.

lastete Ventil *V* hängt an dem Kolben *K*, der in dem vom Dampf umspülten Zylinder *Z* abgedichtet und durch das Gewicht *G* belastet ist. Das Ventil bleibt so lange offen und läßt Dampf durchströmen, bis der Druck unter dem Kolben zum Anheben des Gewichts genügt. Dann kommt es je nach der durchströmenden Dampfmenge in eine Gleichgewichtslage und drosselt den Druck hinter dem Ventil auf die der Kolbenbelastung entsprechende Spannung ab. An Stelle des Hebels und des Gewichts kann auch eine Spiralfeder treten. Zur Einstellung des Ventils auf einen bestimmten Druck braucht nur das Gewicht verschoben oder die Feder entsprechend gespannt zu werden. Wegen der durch das Drosseln bedingten hohen Geschwindigkeiten dürfen die Ventile nicht zu groß genommen werden. Näheres enthalten die Listen der Firmen.

Die Undichtheit, die Reibung und das bei unreinem Dampf vorkommende Festsetzen des Kolbens vermeiden Druckminderventile mit Metall-, Gummi- oder Ledermembranen, die in konstruktiv sehr mannigfaltiger Weise durchgebildet werden. Die Belastung, manchmal auch die Eigenspannung der Membran *M* in Abb. 829 hält das Ventil *V* so lange offen, bis der Druck im Raum *A* die Membran um den Ventilhub durchgebogen oder angehoben hat.

3. Rückschlagventile.

Rückschlagventile oder Speiseventile gestatten den freien Durchfluß in einer Richtung, verhindern aber das Zurückströmen. Abb. 830 stellt die Sicherung eines Manometers gegen plötzliche Entlastung durch Einschalten einer kleinen Kugel dar. Bei steigendem Druck hebt sich die Kugel von ihrem Sitz; das Manometer folgt jedoch auch langsamen Änderungen bei sinkendem Druck infolge eines kleinen Schlitzes im Ventilsitz, der aber die Stöße, die dem Manometer schaden können, genügend abschwächt.

Abb. 831 zeigt ein Kesselspeiseventil. Es öffnet sich von selbst, wenn die Speisevorrichtung in Tätigkeit tritt und schließt sich wieder, wenn jene stillgesetzt wird.

Abb. 832 gibt das Fußventil der Saugleitung einer Pumpe wieder. Solange die Pumpe arbeitet, schwebt die Gummiplatte in dem Wasser. Zugunsten geringen Widerstands wird sie möglichst leicht gehalten und die Durchtrittgeschwindigkeit klein, 0,5 bis 0,8 m/sek, gewählt. Kommt die Pumpe außer Betrieb, so setzt sich die Platte auf den Sitz, dichtet ab, verhindert also das Abfallen der Saugwassersäule und erleichtert auf diese Weise das Ansaugen beim Wiederinbetriebsetzen ganz erheblich.

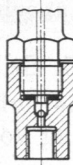


Abb. 830. Manometer-rückschlagventil.

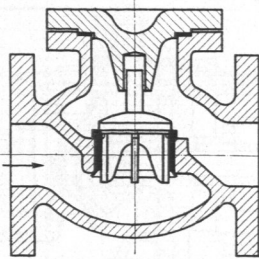


Abb. 831. Kesselspeiseventil.

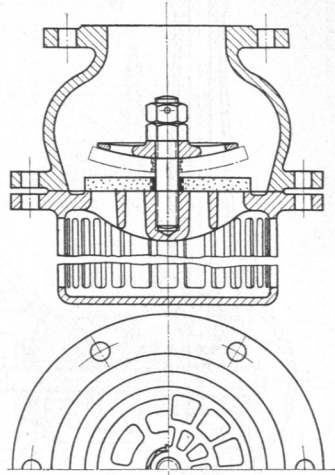


Abb. 832. Fußventil einer Pumpensaugleitung.

4. Schnellschlußventile.

Schnellschlußventile haben den Zweck, den Zufluß des Betriebsmittels zu den angeschlossenen Rohrleitungen oder Maschinen im Falle drohender Gefahr rasch zu unterbrechen. Die Spindel *S* des Ventils Abb. 833 wird beim Öffnen durch die Muffe *M* mit der Schraube *T* gekuppelt. In ganz geöffneter Stellung bleibt der Teller auch nach dem Seitwärtswegdrehen der Muffe infolge der Stopfbüchsenreibung stehen, kann aber dann durch den Hebel *H* unmittelbar oder durch einen Drahtzug, selbst von entfernten Stellen aus, rasch geschlossen werden. Das Ventil muß dabei naturgemäß so eingebaut sein, daß der Dampfdruck auf die Ventilplatte von oben her wirkt. Nachteilig ist, daß der Teller immer ganz abgehoben sein muß, weil er bei geringer Öffnung durch den Dampfstrom mitgerissen und das Ventil von selbst geschlossen würde.

Schnellschlußventile finden in neuerer Zeit im Zusammenhang mit Dampfturbinen vielfache Anwendung. Ein Sicherheitsregler, der bei Überschreitung der höchsten zulässigen Umdrehzahl ausschlägt, löst die Schnellschlußvorrichtung aus, sperrt den Dampfstrom ab und verhindert das Durchgehen der Turbine. Abb. 834 zeigt die Ausführung der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin. Der Ventilteller wird durch die mit Linksgewinde versehene Spindel *S*, das Kegelradvorgelege und den Handgriff *H* gegen den auf ihm lastenden Dampfdruck angehoben und offen gehalten, solange die Klinke *K* in die Mutter *M* eingreift. Wird aber der Klinkenhebel von Hand oder bei Überschreitung der höchsten zulässigen Umlaufzahl der Turbine durch den

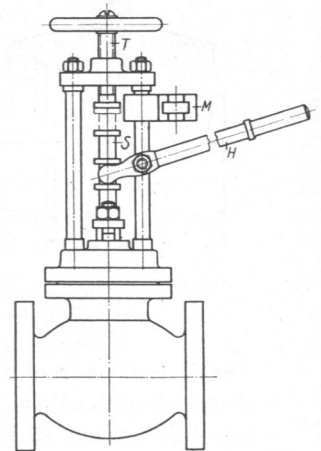


Abb. 833. Schnellschlußventil.

Sicherheitsregler nach unten gedrückt, so wird die Mutter frei und das Ventil durch die Feder F geschlossen. L ist ein Luftpuffer, der den Schlag dämpfen soll. Zum Wiederöffnen wird zunächst die Mutter M durch Drehen des Handgriffs nach rechts auf der Spindel zurückgeschraubt, bis sich die Klinke einlegen läßt und dann der Ventilteller durch Linksdrehen der Spindel angehoben.

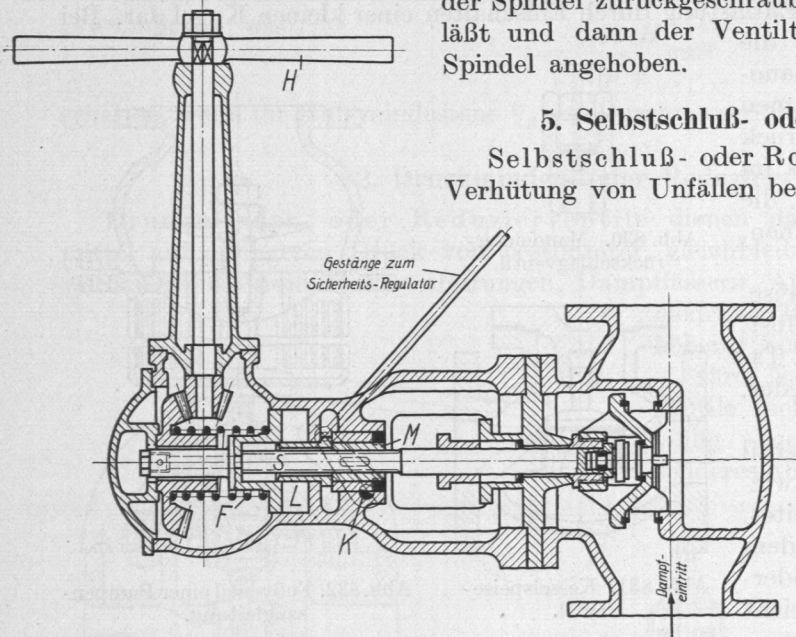


Abb. 834. Schnellschlußventil an den Dampfturbinen der A.E.G., Berlin.

massen durchfließen. Zweckmäßig sind Vorrichtungen, die das Einstellen auf bestimmte Mengen gestatten. Die Betätigung soll einfach und nicht von besonderer Geschicklichkeit abhängig, die Reibung der bewegten Glieder gering, ein Festsetzen irgendwelcher Teile aber ausgeschlossen sein.

Die Rohrbruchventile sind in sehr verschiedener Weise durchgebildet worden; im folgenden können nur wenige Beispiele angeführt werden; wegen weiterer Einzelheiten sei insbesondere auf die Untersuchungen Köhlers [IX, 19] verwiesen.

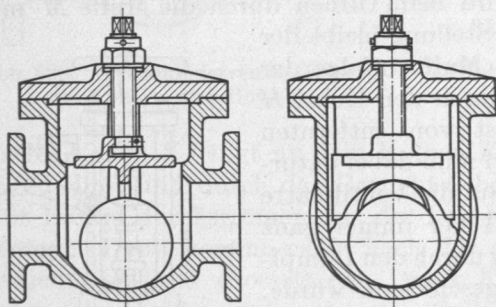


Abb. 835. Rohrbruchventil (Schäffer und Budenberg).

ventil für wagrechte Leitungen. Der Dampf strömt unter gewöhnlichen Verhältnissen durch den Ventilsplatt hindurch, ohne den Teller zu beeinflussen. Tritt aber in der bei A anschließenden Rohrleitung ein Bruch ein, sinkt also der Dampfdruck über dem Teller plötzlich, so wirft der in dem Raume U befindliche, sich ausdehnende Dampf den Ventilteller zu, sperrt damit die anschließende Leitung ab und hält diese geschlossen, bis der Druck unter ihm abgelassen wird, wobei der Teller von selbst zurückfällt. Das Ventil kann durch Anheben des Hebels H auf leichten Gang untersucht und durch Verstellen des Gewichtes G zu früherem oder späterem Schließen veranlaßt werden. Es kann auch

5. Selbstschluß- oder Rohrbruchventile.

Selbstschluß- oder Rohrbruchventile dienen zur Verhütung von Unfällen bei Rohrbrüchen. Der unmittel-

bare Schaden, den ein solcher Bruch verursacht, ist meist nicht sehr groß; dagegen sind oft die weiteren Folgen, das Ausströmen großer Mengen heißen Dampfes oder Wassers, Leerlaufen der Kessel usw. von verheerender Wirkung. Hier sollen die Selbstschlußventile Einhalt tun. Sie werden in die Rohrleitungen eingeschaltet und müssen unter raschem und sicherem Abschluß in Tätigkeit treten, sobald ungewöhnlich große Dampf-

Konstruktiv sehr einfach ist das Rohrbruchventil, Abb. 835, von Schäffer und Budenberg, aus einer Kugel bestehend, die bei zu großer Durchflußgeschwindigkeit mitgerissen wird und sich je nach der Strömungsrichtung gegen den einen oder andern Sitz legt. Die Empfindlichkeit kann durch Verstellen des Durchlaßbogens geregelt werden.

Abb. 836 zeigt ein von Dreyer, Rosenkranz und Droop gebautes Rohrbruch-

als Schnellschlußventil dienen, dagegen nicht als Absperrmittel, so daß es zweckmäßig ist, gegebenenfalls ein solches vorzuschalten, das aber bei vollem Betrieb stets weit geöffnet sein soll, weil sonst dort schon Drosselungen eintreten, die die Wirkung des Selbstschlusses beeinflussen.

Dagegen ist das Selbstschlußventil, Abb. 837, Ausführung von Klein, Schanzlin und Becker, gleichzeitig Absperrventil. Der Dampfdruck ruht im geschlossenen Zu-

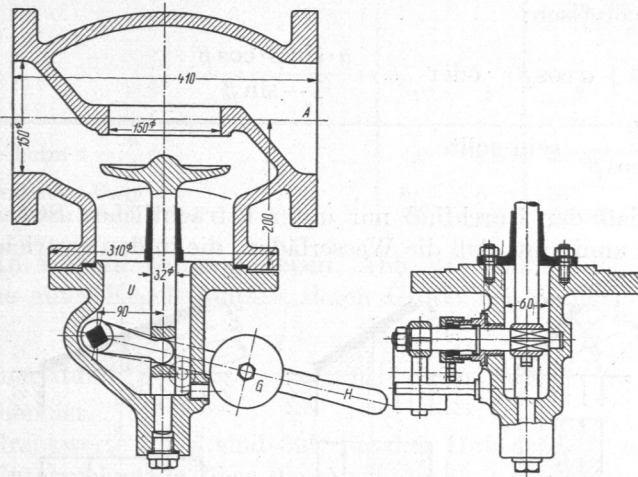


Abb. 836. Rohrbruchventil (Dreyer, Rosenkranz und Droop). M. 1:10.

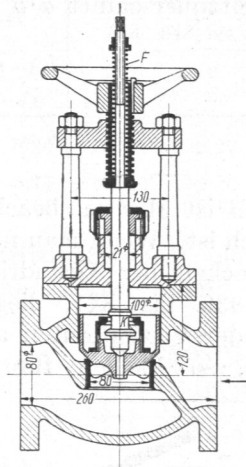


Abb. 837. Rohrbruchventil (Klein, Schanzlin und Becker). M. 1:10.

stande auf dem nach Daelenscher Bauart ausgebildeten Absperrkegel. Beim Drehen des Handrades wird durch Vermittelung der Feder F das Voröffnungsventil und dann durch den Dampfdruck der Hauptkegel angehoben. Bei offenem Ventil und langsamen Änderungen gleicht sich der Dampfdruck durch den Spalt am Kolbenumfang aus; tritt aber durch Bruch oder Herausfliegen einer Packung eine plötzliche Verminderung der Spannung unter dem Kegel ein, so wird dieser durch den darüber befindlichen Druck und die saugende Wirkung des durchströmenden Dampfes auf seinen Sitz gepreßt und dort festgehalten. Da auch der Kegel K , und zwar durch die Feder F , am oberen Sitz angepreßt wird, ist vollständige Absperrung erreicht.

II. Klappen.

1. Grundlagen.

Die Mehrzahl der Klappen öffnet sich durch Drehung um eine in der Abdichtungsebene liegende oder ihr gleichlaufende Achse. Klappen werden sowohl als Abschlußvorrichtungen wie auch als selbsttätige und gesteuerte Organe an Stelle von Ventilen angewendet. Ihr Vorzug diesen gegenüber besteht darin, daß sie dem Betriebsmittel bei richtiger Anordnung freieren Durchgang unter geringerer Ablenkung des Stromes gewähren; nachteilig ist der wegen des einseitigen Durchtritts verhältnismäßig größere Hub.

Als Klappen bezeichnet man auch runde Platten aus Gummi oder ähnlichen Stoffen nach Abb. 845, die in der Mitte gehalten, beim Öffnen durch Aufwölben einen Spalt am ganzen Umfang frei geben und sich durch eigene Elastizität wieder schließen.

2. Berechnung des Durchflußquerschnittes.

Bei rechteckiger Grundform des Sitzes, Abb. 838, mit a und b als Seitenlängen und unter der Annahme, daß die Drehachse unmittelbar an der einen Sitzkante liegt, hat der Durchflußquerschnitt trapezförmige Gestalt und setzt sich aus einem Rechteck und zwei seitlichen Dreiecken zusammen.

Er läßt sich mit den Bezeichnungen der Abbildung ausdrücken durch:

$$f = h \cdot b + 2 a \cdot \cos \beta \cdot \frac{h}{2} = h (b + a \cos \beta).$$

Das Lot von der Sitzkante auf die Klappenfläche kann dabei als Hub h bezeichnet werden. Mit $h = a \sin \beta$ folgt $f = a \sin \beta \cdot (b + a \cos \beta)$, so daß unter der Bedingung, daß f gleich dem Sitzquerschnitt $a \cdot b$ ist, theoretisch:

$$b = \sin \beta \cdot (b + a \cos \beta) \quad \text{oder} \quad b = \frac{a \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta}{1 - \sin \beta}$$

und:

$$h = \frac{a \cdot b}{b + a \cos \beta} \quad \text{sein sollte.}$$

Hierbei ist aber zu beachten, daß der Durchfluß nur unter beträchtlichen Störungen möglich ist. Wenn man nämlich annimmt, daß die Wasserfäden, die in den gestrichelten Rechtecken der Grundrisse, Abb. 839 bis 841, liegen, längs der Vorderkanten austreten, so bleiben für die

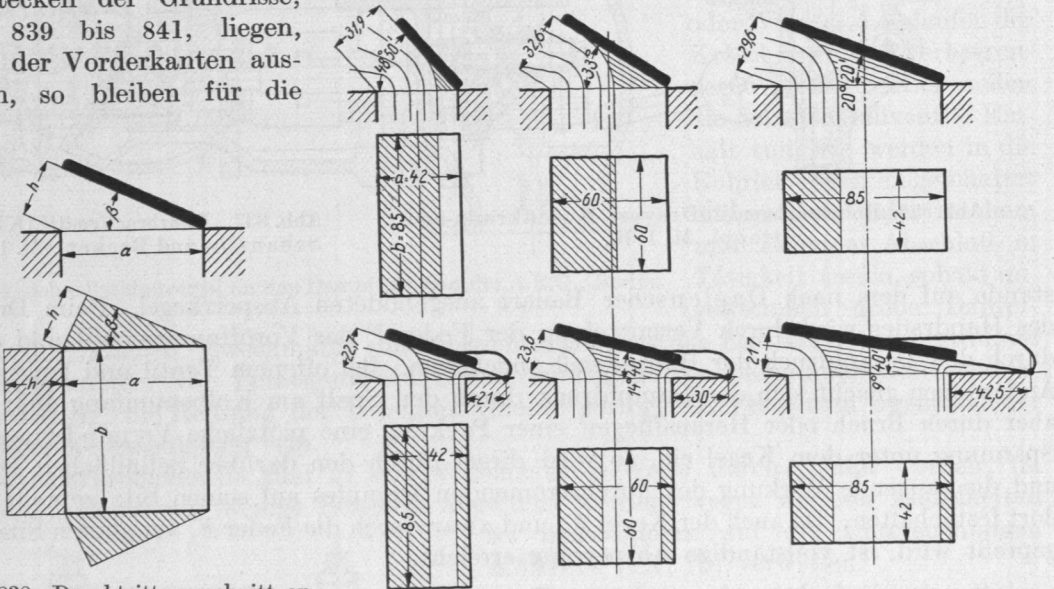


Abb. 838. Durchtrittsquerschnitt an einer rechteckigen Klappe.

Abb. 839 bis 844. Durchtrittsquerschnitt an Klappen.

übrigen nur die in den Aufrissen schräg gestrichelten Zwickel an den Seitenflächen der Klappe übrig. Der durch die Summe dieser drei Flächen dargestellte Spaltquerschnitt f im Verhältnis zum Sitzquerschnitt $f_1 = a \cdot b$ ist zusammen mit dem nach den Formeln notwendigen Öffnungswinkel β für Klappen verschiedener Form den Zusammenstellung 100 zu entnehmen. Das Verhältnis $\frac{f}{f_1}$ wird um so ungünstiger, je größer die Länge a gegenüber der Breite b ist. An sehr breiten Klappen kann man die Zwickel an den Seitenflächen ganz vernachlässigen und den Spaltquerschnitt genügend genau durch $f = b \cdot h = a \cdot b \sin \beta$ ausdrücken.

Liegt die Drehachse in größerem Abstand von der Sitzkante und kann das Betriebsmittel längs des ganzen Klappenumfangs auströmen, so liegen die Verhältnisse, wie Abb. 842 bis 844 und die zugehörigen Zahlen der Zusammenstellung zeigen, viel günstiger; sowohl der Hub h wie auch der Öffnungswinkel β werden kleiner und das Verhältnis $\frac{f}{f_1}$ günstiger, der Raumbedarf freilich größer. Die Klappe nähert sich in ihrer Wirkung derjenigen eines Ventils.

An selbsttätigen Klappen bieten große Öffnungswinkel praktisch Schwierigkeiten; $\beta = 30^\circ$ gilt schon bei geringen Hubzahlen als obere Grenze. Rasch arbeitende Klappen müssen wesentlich kleinere Öffnungswinkel bekommen.

Zusammenstellung 100. Durchtrittsverhältnisse an rechteckigen Klappen verschiedener Form.

			Drehachse an der Sitzkante, Abb. 839 bis 841			Drehachse im Abstand $c = \frac{a}{2}$ von der Sitzkante, Abb. 842 bis 844.		
	a	b	β	h cm	$\frac{f}{f_1}$	β	h cm	$\frac{f}{f_1}$
Kurze Form $a = \frac{b}{2}$	4,2	8,5	48°50'	3,19	0,80	19°50'	2,27	0,82
Quadratische Form $a = b$	6	6	33°	3,26	0,74	14°40'	2,36	0,79
Lange Form $a = 2b$	8,5	4,2	20°20'	2,96	0,71	9°40'	2,17	0,76

An runden Gummiklappen, Abb. 845, bildet der Durchtrittsquerschnitt die Oberfläche eines Kegelstumpfes, deren Größe bei mäßigem Hub annähernd durch:

$$f = \pi d \cdot h,$$

$$f = \pi (d - h \cdot \sin \beta) \cdot h \quad (239)$$

genauer durch:
gegeben ist.

Grenzwerte für β sind 30° , für den Hub etwa 25 mm.

Untersuchungen über die Ausflußzahl μ zur Ermittlung der Durchströmmenge $Q = f \cdot \mu \cdot v$ an Klappen fehlen noch. μ wird nicht allein von der Art des Betriebsmittels, sondern auch von der Gestalt des Sitzquerschnittes abhängen.

3. Ausführungsbeispiele.

Abb. 855 zeigt eine Rückschlagklappe, wie sie an Pumpen häufig Verwendung finden, um die Druckleitung rasch absperrn und die Pumpe nachsehen zu können. Gegenüber Schiebern oder Absperrventilen haben sie den Vorzug, sich beim Ingang-

setzen der Pumpe von selbst zu öffnen, also unabhängig von der Aufmerksamkeit des Maschinenführers zu sein.

Selbsttätige Klappen werden oft als billiger und einfacher Ersatz von Hubventilen an Pumpen, Gebläsen und Kondensatoren verwendet. Ihre Berechnung erstreckt sich auf die Größe der Durchflußquerschnitte und die Festigkeit der einzelnen Teile. Zur Bestimmung der Belastung fehlen noch Versuchsgrundlagen.

Einen einfachen Kolben für Brunnenpumpen mit Lederklappen, die sich durch ihr Eigengewicht schließen, gibt Abb. 846 wieder.

Gutermuth verwendet Klappen nach Abb. 847. Sie bestehen aus gewalzten, zähen Stahl- oder Tombakblechstreifen, deren Anfang zu einer Feder zusammengewirrt, in einer

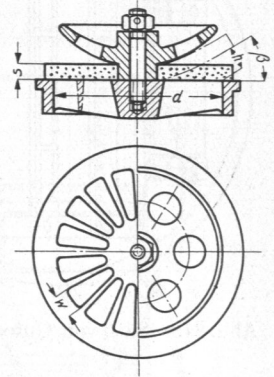


Abb. 845. Gummiklappe für Kondensatorpumpen.

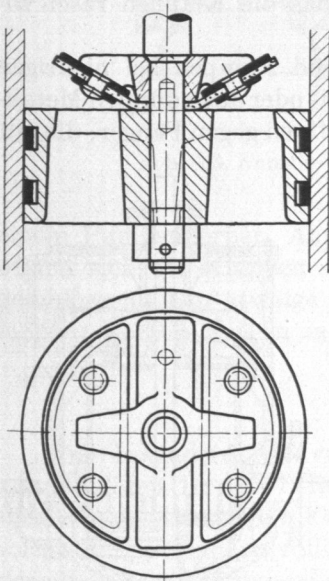


Abb. 846. Brunnenpumpenkolben mit Lederklappen.

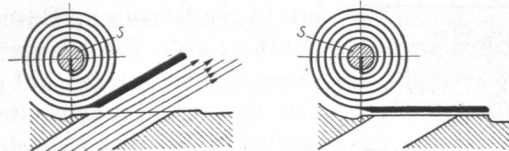


Abb. 847. Gutermuthklappen.

geschlitzten Spindel *S* gehalten wird, während das Ende als Abschlußplatte dient und für den Fall, daß die Klappe unter höherem Druck arbeiten soll, stärker gehalten werden kann. Durch Drehen und Festklemmen der Spindel *S* läßt sich die Federspannung leicht regeln und dauernd sichern. Die Durchtrittsschlitze sind schief zur Klappenebene angeordnet, um die Ablenkung des Stromes, Wirbelungen und Widerstände möglichst gering zu halten. Indem sich die Klappe gleichsam auf den Flüssigkeitsstrom legt, bedarf sie

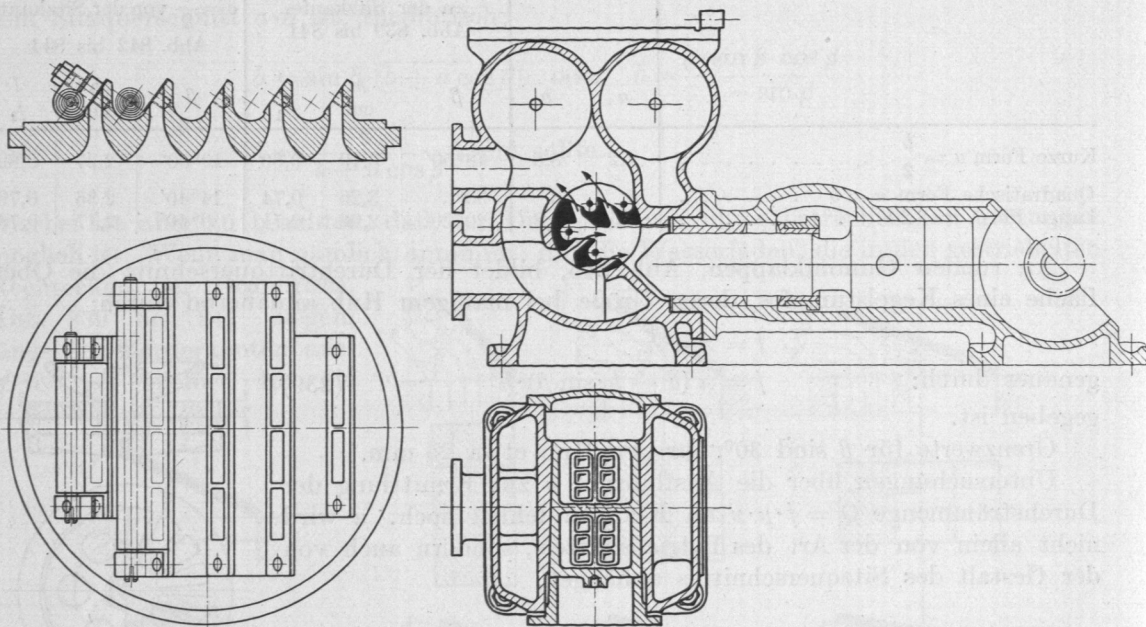


Abb. 848. Satz von Gutermuthklappen. Abb. 849. Saug- und Druckklappen in einem hahnartigen Gehäuse.

nur geringer Belastung, weil diese dem Strom nicht entgegenzuwirken braucht; außerdem ist eine Hubbegrenzung entbehrlich.

Abb. 848 stellt einen Satz von Klappen für eine Pumpe dar, Abb. 849 zeigt ihren Einbau in ein hahnartiges, leicht herausziehbares Gehäuse, das die Klappen rasch zugänglich macht.

Abb. 845 und 850 geben Klappen für Kondensatoren und Pumpen bei niedrigen Drucken bis zu zwei Atmosphären wieder. Die weichen Gummi- oder auch dünnen Metallplatten liegen auf durchbrochenen Sitzen und legen sich beim Öffnen gegen Fänger, die mit Löchern versehen sind, um das Anhaften zu verhüten. Die Spaltweite *w*, Abb. 845, soll um so geringer gehalten werden, je höher der Druck ist, damit sich die Platten nicht durchdrücken; als Grenze gilt für weichen Gummi $w = 2\text{ s}$.

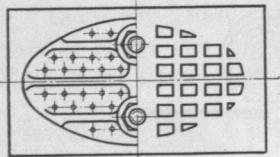


Abb. 850. Klappe für Kondensatorpumpen.

Scharfe Kanten am Sitz verletzen den Gummi; auch ist seine Empfindlichkeit gegenüber heißem, ölhaltigem Wasser sowie trockener Luft, die ihn oft rasch brüchig macht, zu beachten. Deshalb empfiehlt es sich, die Klappen in den Pumpenkörpern oder auf den Kolben durch Anbringen einer Überlaufkante *K*, Abb. 851, stets unter Wasser zu halten. Bei der in dieser Darstellung wiedergegebenen

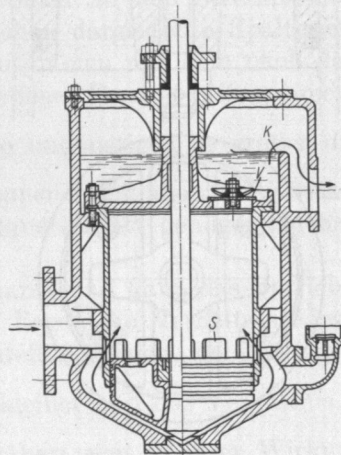


Abb. 851. Kondensatorpumpe.

stehenden Kondensatorpumpe tritt das Wasser-, Dampf- und Luftgemisch durch die vom Kolben in seiner untersten Lage freigegebenen Schlitze *S* infolge der über denselben beim Niedergang erzeugten hohen Luftleere in den Zylinder, wird beim Aufwärtsgang des Kolbens nach dem Überschleifen der Schlitze verdichtet und durch die im Zylinderdeckel sitzenden Klappen weggedrückt. Die kegelige Endfläche des Kolbens soll im Zusammenhang mit dem ähnlich geformten Boden der Pumpe das in erster Linie dort sich ansammelnde Niederschlagwasser in den Zylinder befördern.

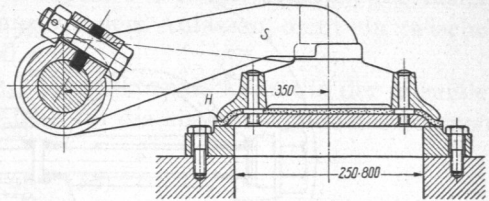


Abb. 852. Gesteuerte Klappe nach Riedler. M. 1:10.

4. Gesteuerte Klappen.
Nach Riedler gesteuerte Klappen werden häufig an Kanalisationspumpen verwendet, weil sie bei großen freien Querschnitten selbst groben Verunreinigungen den Durchgang gestatten. Abb. 852 zeigt ihre Durchbildung, insbesondere ihre Führung durch den Hebel *H*, Abb. 853 ihre Anordnung in

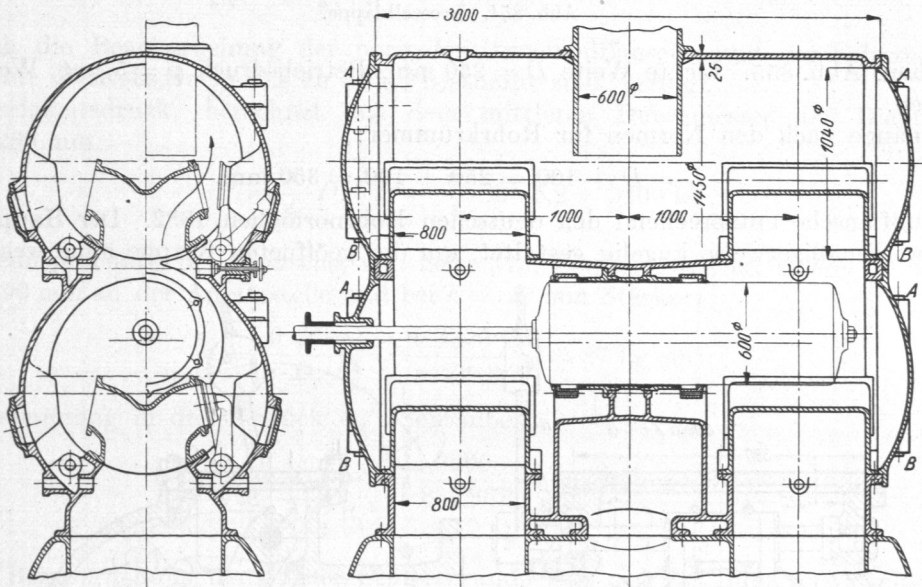


Abb. 853. Kanalisationspumpe mit gesteuerten Klappen nach Riedler. M. 1:45.

einem Pumpenkörper. Ähnlich wie die auf Seite 463 besprochenen gesteuerten Ventile öffnen sich die Klappen selbsttätig, werden dagegen durch den Hebel *S* zwangsweise geschlossen. Um etwaige Brüche zu verhüten, wenn größere Stücke in den Spalt gelangen, werden Federn in das Steuergestänge eingeschaltet.

5. Drosselklappen.

Eine besondere Art von Absperrmitteln sind die um die Drehachse symmetrisch ausgebildeten Drosselklappen, Abb. 854. Sie dienen zur Regelung des Zu- oder Abflusses von Gasen oder Flüssigkeiten. Wenn die Drehachse in der Mitte liegt, ist eine solche Klappe nahezu völlig entlastet — nicht vollständig, weil sich die Strömung hinter derselben nicht symmetrisch zur Rohrachse ausbildet. Sie verlangt aber immerhin geringe Stellkräfte, die in erster Linie die Stopfbüchsenreibung überwinden müssen, kann aber andererseits nicht vollständig dicht abschließen.

6. Konstruktions- und Berechnungsbeispiel.

Rückschlagklappe zur Wasserwerkpumpe, Tafel I. Unmittelbar an den Druckstutzen der Pumpenkörper sitzend, soll sie die Abführung des Wassers nach unten ermöglichen.

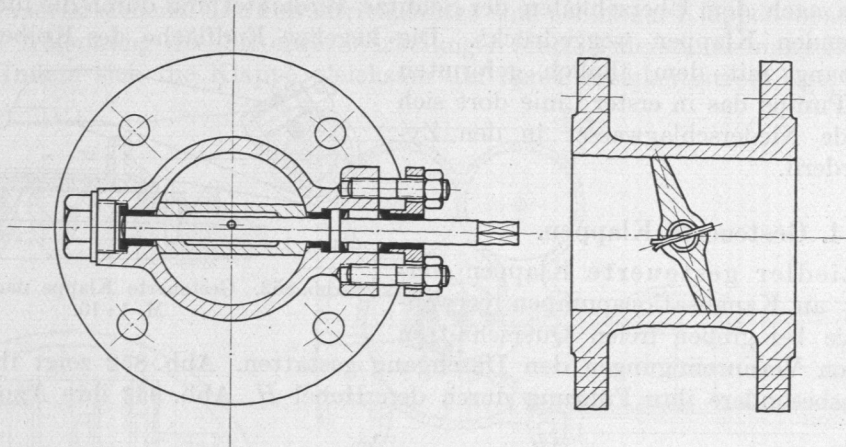


Abb. 854. Drosselklappe.

möglichen, Abb. 855. Lichte Weite $D = 250$ mm, Betriebsdruck $p = 5,2$ at, Werkstoff: Gußeisen.

Baulänge nach den Normen für Rohrkrümmer:

$$L = D + 100 = 250 + 100 = 350 \text{ mm.}$$

Anschlußflansche entsprechend den deutschen Rohrnormen 1882. Der Hauptkörper wird zweckmäßigerweise kugelig gestaltet, um der geöffneten Klappe ohne wesentliche

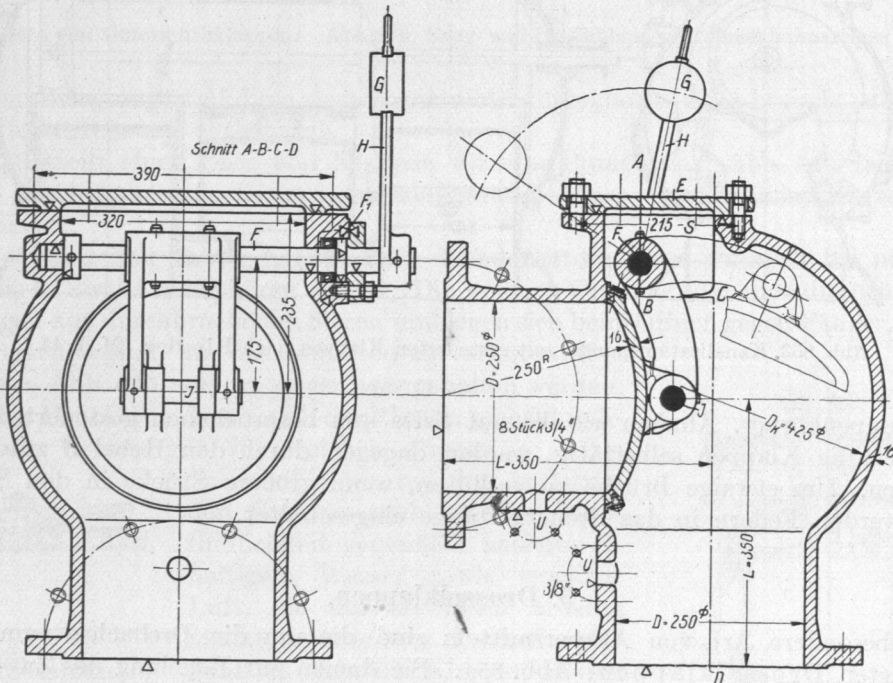


Abb. 855. Rückschlagklappe zur Wasserwerkpumpe Tafel I. M. 1 : 10.

Störung des Wasserstromes Platz zu bieten und um günstige Festigkeitsverhältnisse zu bekommen. Die Klappe selbst, aus einer gewölbten Platte bestehend, und am Rande durch einen Lederstreifen abgedichtet, ist durch den Stutzen S und den Deckel E zu-

gänglich. Sie kann durch die Spindel F und den Handhebel H von außen betätigt werden, wobei sie in den äußersten Lagen durch das Gegengewicht G gehalten wird. Zwecks Anpassung an den Sitz, ist sie am Bolzen J mit geringem Spiel gelenkig aufgehängt. Spindel F ist durch eine Ledermanschette abgedichtet und durch einen Bund F_1 dem Wasserdruck gegenüber, der sie in Richtung ihrer Längsachse zu verschieben sucht, gehalten. Zur Herstellung des Druckausgleiches vor dem Öffnen der Klappe, gegebenenfalls zum Auffüllen der Pumpe aus der Druckleitung vor dem Anlassen, dient ein zwischen den Flanschen U einzuschaltendes Umlaufventil.

Als Anhalt für die Wahl der Wandstärke des Klappenkörpers kann die der normalen gußeisernen Rohre — 12 mm — dienen. In Rücksicht auf die ebenen Wände des Stutzens S werde sie auf $s = 16$ mm erhöht.

Beanspruchung der Rohrwandung nach Formel (56):

$$\sigma_z = \frac{D \cdot p}{2s} = \frac{25 \cdot 5,2}{2 \cdot 1,6} = 40,6 \text{ kg/cm}^2,$$

der kugeligen Wandung von $D_k = 425$ mm Durchmesser (51):

$$\sigma_z = \frac{D_k \cdot p}{4s} = \frac{42,5 \cdot 5,2}{4 \cdot 1,6} = 34,6 \text{ kg/cm}^2; \text{ * beide niedrig.}$$

Auch die Beanspruchung der normalen Anschlußflansche und der Schrauben ist, da sie für Betriebsdrucke bis zu 10 at bestimmt sind, gering:

Flüssigkeitsdruck, berechnet aus dem mittleren Durchmesser der Dichtfläche, $D_m = 280$ mm:

$$P' = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 28^2 \cdot 5,2 = 3200 \text{ kg.}$$

Biegebeanspruchung der Flansche, vgl. Seite 373, Formel (161), bei einem Durchmesser $D_f = 290$ mm an der Ansatzstelle und bei $h = 27$ mm Stärke:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot P' \cdot a}{\pi \cdot D_f \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 3200 \cdot 3,0}{\pi \cdot 29 \cdot 2,7^2} = 87 \text{ kg/cm}^2.$$

Zugspannung in den 8 Stück $\frac{3}{4}$ " Schrauben:

$$\sigma_z = \frac{P'}{8 \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{3200}{8 \cdot 1,961} = 204 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Beanspruchung der ebenen Stutzenwände läßt sich bei ihrer verwickelten Form rechnerisch kaum verfolgen. Konstruktiv ist sie dadurch so klein wie möglich gehalten worden, daß der Stutzenflansch dicht an die Körperwandung herangerückt wurde, wobei allerdings der Deckel durch Stiftschrauben befestigt werden mußte. Durchsteckschrauben hätten einen um etwa 50 mm größeren Abstand der Flanschfläche verlangt und beträchtlich ausgedehntere ebene Wände zur Folge gehabt. Bei Beurteilung ihrer Widerstandsfähigkeit kann der Deckel E zum Vergleich herangezogen werden. Fällt die Beanspruchung desselben bei gleicher Stärke $s = 16$ mm genügend niedrig aus, so dürften die durch die Flansche und die anschließenden zylindrischen und kugeligen Teile gut versteiften Stutzenwände hinreichend kräftig sein.

Berechnung des Deckels E , Abb. 856. Gewählt Flanschstärke 20 mm, Dichtleistenhöhe 3 mm. Einen unteren Grenzwert für die Beanspruchung erhält man wenn man den mittleren $s = 16$ mm starken Teil als eine in dem ziemlich kräftigen Flansch eingespannte Platte betrachtet. Sie würde unter Beachtung der Bemerkung auf Seite 62, unten, bei einem Halbachsenverhältnis:

$$\frac{b}{a} = \frac{7,25}{16} = 0,453$$

und dem Beiwert $\varphi_8 = 1,71$ einer Spannung von:

$$\sigma = \pm \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = \pm 1,71 \cdot 5,2 \cdot \frac{7,25^2}{1,6^2} = \pm 183 \text{ kg/cm}^2$$

ausgesetzt sein. Die Näherungsrechnung nach dem im Abschnitt 23 näher besprochenen Verfahren von Bach, bei dem man annimmt, daß der Deckel als ein längs einer Diagonalen eingespannter Körper betrachtet werden darf, führt zu folgenden Zahlen. Die Biegespannung in einer der Diagonalebenen des Deckels ist nach Formel (514):

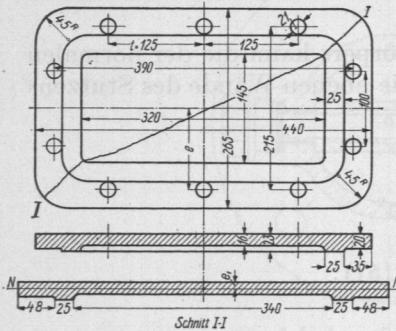


Abb. 856. Zur Berechnung des Deckels E, Abb. 855. M. 1:10.

$$\sigma'_b = \varphi_0 \cdot \frac{M_b \cdot e_1}{J} = \frac{\varphi_0 \cdot f^2 \cdot g^2}{12 \sqrt{f^2 + g^2}} \cdot p \cdot \frac{e_1}{J}.$$

Für die Ermittlung des Trägheitsmomentes sei angenommen, daß der Bruch nicht genau der Diagonale folge, sondern der in der Abb. 856 angedeuteten wahrscheinlicheren Linie I I, welcher ein wesentlich kleineres Trägheitsmoment entspricht. Bei den Maßen der Skizze wird der Abstand der äußersten auf Zug beanspruchten Faser von der Nulllinie:

$$e_1 = \frac{34 \cdot 1,6 \cdot 0,8 + 5 \cdot 2,3 \cdot 1,15 + 9,6 \cdot 2 \cdot 1}{34 \cdot 1,6 + 5 \cdot 2,3 + 9,6 \cdot 2} = 0,89 \text{ cm},$$

das Trägheitsmoment:

$$J = \frac{34 \cdot 1,6^3}{12} + 34 \cdot 1,6 \cdot 0,11^2 + \frac{5 \cdot 2,3^3}{12} + 5 \cdot 2,3 \cdot 0,26^2 + \frac{9,6 \cdot 2^3}{12} + 9,6 \cdot 2 \cdot 0,11^2 = 24,7 \text{ cm}^4$$

und schließlich die Beanspruchung bei einer Berichtigungsahl $\varphi_0 = \frac{9}{8}$

$$\sigma'_b = \frac{9 \cdot 21,5^2 \cdot 39^2}{8 \cdot 12 \sqrt{21,5^2 + 39^2}} \cdot 5,2 \cdot \frac{0,89}{24,7} = 277 \text{ kg/cm}^2,$$

die namentlich unter dem Gesichtspunkt, daß sie etwas zu hoch sein dürfte, zulässig erscheint.

Die Deckelschrauben sind der besseren Abdichtung wegen so angeordnet, daß die Verbindungslinie der an den Ecken sitzenden über die Dichtung hinwegläuft. Dadurch ergeben sich je zwei an den kurzen, je drei an den langen Seiten des Deckels. Nach den Ausführungen zur Formel (516) im Abschnitt 23 sind diese Schrauben nicht gleichmäßig belastet; auf die der Deckelmitte nächstliegenden entfallen nach der dort näher besprochenen Formel, wenn man annimmt, daß der Betriebsdruck bis zur Mitte der Packung vordringt:

$$Q = \frac{P \cdot t}{2 \pi \cdot e} = \frac{17,0 \cdot 34,5 \cdot 5,2 \cdot 12,5}{2 \pi \cdot 10,75} = 564 \text{ kg}.$$

Nach Zusammenstellung 71, Seite 234, reichen dabei $\frac{3}{4}$ " Schrauben aus.

Berechnung der Klappe auf den äußeren Überdruck von p at, dem sie ausgesetzt ist, wenn sie geschlossen und die Pumpe außer Betrieb ist. Näherungsweise als Kugel von $d_a = 532$ mm Außendurchmesser, bei nur $k = 100$ kg/cm² zulässiger Druckbeanspruchung für Gußeisen berechnet, würde eine Wandstärke von:

$$s = \frac{d_a \cdot p_a}{4 \cdot k} = \frac{53,2 \cdot 5,2}{4 \cdot 100} = 0,69 \text{ cm}$$

ausreichen. Aus Herstellungsrücksichten gewählt: $s = 16$ mm. Selbst eine ebene, am Rande frei aufliegende Platte von 250 mm Durchmesser und $s = 16$ mm Stärke würde

nach Formel (62) mäßig beansprucht sein mit:

$$\sigma = \pm 1,24 \cdot p \frac{r_a^2}{s^2} = \pm 1,24 \cdot 5,2 \cdot \frac{12,5^2}{1,6^2} = \pm 393 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß die Ausführung in der in Abb. 855 dargestellten Form unbedenklich erscheint. Flächendruck am Sitz:

$$p_0 = \frac{P}{f} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 28^2 \cdot 5,2}{\frac{\pi}{4} (28^2 - 25^2)} = 25,6 \text{ kg/cm}^2; \text{ zulässig.}$$

III. Schieber.

1. Allgemeines.

Kennzeichnend ist die gewöhnlich geradlinige, seltener drehende Bewegung des Abschlußmittels längs der abdichtenden Flächen, die dabei meist unmittelbar aufeinander gleiten. Schieber werden als Absperrvorrichtungen für Wasser, Dampf, Luft und Gase, gesteuerte an Kraft- und Arbeitsmaschinen in konstruktiv sehr mannigfaltigen Formen und in oft sehr großen Abmessungen verwendet. Absperrschieber bieten Ventilen gegenüber die Vorteile kleinerer Baulänge und freierer Durchgangsverschnitte, ohne Richtungs- und Querschnittänderungen beim Durchströmen. Die damit verbundene Verringerung des Spannungsabfalls läßt Schieber in den Rohrleitungen, namentlich bei höheren Betriebsdrücken und größeren Geschwindigkeiten neuerdings mehr und mehr an die Stelle von Ventilen treten. Je nach den Umständen und nach ihrer besonderen Durchbildung ermöglichen sie rasches oder langsames Öffnen und Schließen. Letzteres kann z. B. bei größeren Wasserleitungen erwünscht sein, um die Massenstöße zu mildern, die durch das plötzliche Abschneiden der in Bewegung befindlichen Wassersäule entstehen. Nachteile der Schieber sind der große Hub, die in engen Räumen oft unbequeme, beträchtliche Bauhöhe und die gleitende Reibung, die namentlich bei unreinen Betriebsmitteln Fressen und große Abnutzung an den Dichtflächen, sowie beträchtliche Bewegungswiderstände hervorrufen kann. Ferner ist die Herstellung guter und zuverlässiger Dichtflächen nicht leicht. Man ist gewöhnlich auf die Genauigkeit bei der Bearbeitung angewiesen, erst einige neuere Bauarten gestatten, die Sitze unmittelbar aufeinander aufzuschleifen. Teilweiser Abschluß der Durchgangsöffnung, die Benutzung der Schieber zum Drosseln also, bietet Schwierigkeiten, weil die Schieberplatten durch die starken Wirbel, die sich hinter ihnen bilden, oft heftig hin- und hergeschlagen werden.

2. Die Teile der Schieber und ihre Durchbildung.

Hauptteile sind: die Schieberplatte, kurz Schieber genannt, der Schieberspiegel, auf welchem jene gleiten, das Gehäuse mit Deckel und die Spindel mit Stopfbüchse.

Bei den zuerst genannten Teilen ist die Wahl geeigneten Werkstoffs von großer Wichtigkeit, weil die Ausbesserung der gleitenden Flächen, wenn sie angegriffen oder undicht sind, meist umständlich und schwierig ist. Für Wasser und Sattedampf kommen Messing, Bronze und hartes Weißmetall, meist in Form eingewalzter, eingepreßter, eingeschraubter oder eingegossener, auswechselbarer Ringe und Büchsen in Betracht. Dichtes Gußeisen hat sich für Dampf, Luft und Gase bei mäßigen Wärmegraden bewährt. Es braucht in der Beziehung nur auf die Schieber und Schieberspiegel der Dampfmaschinen verwiesen zu werden. Auswechselbare Büchsen und Ringe für Heißdampf pflegt man aus Stahl, Nickel oder Nickellegierungen herzustellen.

Auf die Zugänglichkeit der abdichtenden Flächen ist großer Wert zu legen.

Der Dichtungsdruck wird häufig durch die Spannung des Betriebstoffs erzeugt, Abb. 859, meist aber noch durch weitere, besondere Mittel verstärkt, z. B. durch

aufgesetzte Federn oder durch Hebelwirkung, sehr häufig aber durch keilförmige Ausbildung der Sitzflächen, zwischen welchen der Schieber durch den Spindeldruck gespannt wird, Abb. 857 und 861, Ausführungen, die den Vorteil besserer Abdichtung infolge des doppelten Abschlusses bieten und gleichzeitig den Abschluß gegenüber beiden Durchströmrichtungen ermöglichen, eine Forderung, die insbesondere an Absperrvorrichtungen in Ringleitungen gestellt wird. Die Neigung der Keilflächen wählt man zwischen 1:8 bis 1:15 und stellt sie gewöhnlich durch Drehen auf Planscheiben her, auf welchen die Schieber oder Gehäuse durch Zwischenlegen einer keilförmigen Platte entsprechend geneigt aufgespannt sind.

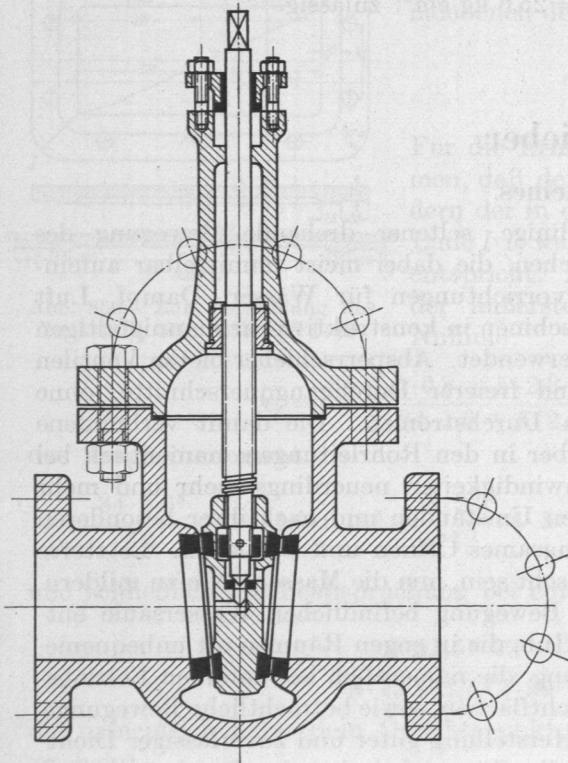


Abb. 857. Hochdruckschieber mit Voröffnungsventil.

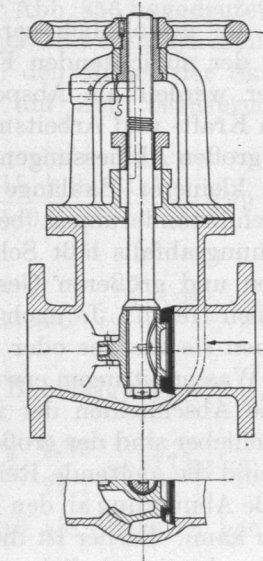


Abb. 858. Missongschieber, Schäffer u. Budenberg.

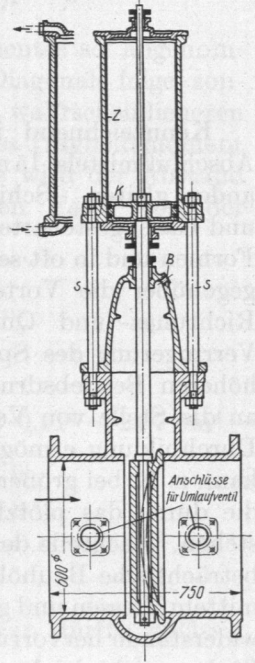


Abb. 859. Schieber, durch Druckwasserkolben betätigt. M. 1:30.

Leichter und einfacher ist die Bearbeitung beim Missongschieber, Abb. 858, nach einer Ausführung von Schäffer und Budenberg, Magdeburg-Buckau. Die Schieber-sitzfläche ist senkrecht zum Rohrstutzen angeordnet, zum Anpressen des Schiebers aber eine kegelig ausgedrehte Führung vorgesehen, deren Achse mit derjenigen der Spindel zusammenfällt und deren Durchmesser so gewählt wird, daß der Drehstahl nicht in die Sitzfläche einschneidet. Um das Abdrehen des Schiebers zu ermöglichen, muß die Dichtungsplatte freilich besonders aufgesetzt, z. B. aufgeschraubt werden.

Wird bei hohen Drucken die Anpressung zu stark und ist dadurch bei der Bewegung eine rasche Zerstörung der gleitenden Flächen zu befürchten, so entlastet man die Schieber. Beispiele dafür bieten das Voröffnungsventil, Abb. 857, das Umlaufventil zur Verminderung der Widerstände beim Öffnen und Schließen in Abb. 859 und der Entlastungsring am Muschelschieber, Abb. 860. Der Ring ermäßigt den Anpreßdruck, indem sein Innenraum dauernd mit dem Abströmkanal verbunden ist. Der Auflagedruck in den Gleitflächen soll an Schiebern für Dampfmaschinen 20 kg/cm² nicht überschreiten; an Absperr-schiebern kann er etwa $\frac{1}{3}$ des an Ventilsitzen zulässigen (Seite 399) betragen.

Ein Nachteil keilförmiger Schieberflächen ist, daß sie bei hohen Betriebstemperaturen zum Klemmen führen, weil die inneren Teile der Schieber heißer werden und sich stärker

ausdehnen, als das durch vorüberstreichende Luft gekühlte Gehäuse. Es kommt vor, daß sich Schieber, wenn sie kalt fest geschlossen werden, nach dem Erwärmen überhaupt nicht mehr öffnen lassen. Keilige Schieberplatten werden daher fast ausschließlich, aber mit gutem Erfolg, bei Wasserschiebern verwendet, an Heißdampfschiebern dagegen grundsätzlich vermieden. Die Dichtflächen werden an diesen vielmehr parallel zueinander, senkrecht zur Rohrachse angeordnet und die Anpressung des Schiebers an denselben entweder durch den Dampfdruck selbst oder durch besondere mechanische Mittel bewirkt.

Wichtig ist die richtige Führung der Dichtflächen zueinander. Schieber runder Form z. B. kippen durch den Strömungsdruck leicht in die Öffnung hinein, wenn sie nicht durch seitliche Rippen daran gehindert sind.

Die Stangen und Spindeln zur Betätigung von Schiebern werden oft ungünstig beansprucht — an Ausführungen nach Abb. 859 durch den Schließdruck auf Knickung, durch den exzentrisch wirkenden Reibungswiderstand aber auch auf Biegung —; sie müssen deshalb kräftig gehalten werden. Das Spindelgewinde wird je nach den Umständen außer- oder innerhalb des Gehäuses angeordnet; die erste Art bedingt größere

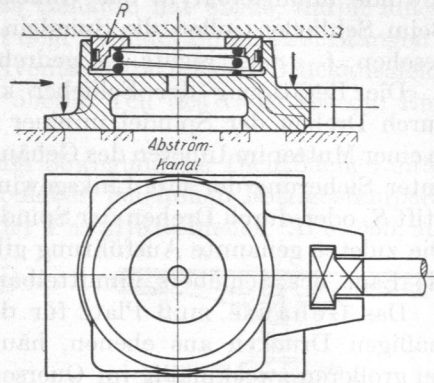


Abb. 860. Muschelschieber mit Entlastungsring.

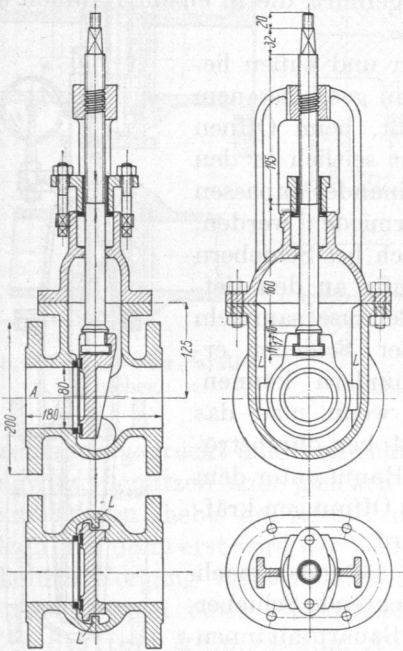


Abb. 861. Schieber mit einseitiger Dichtfläche. M. 1 : 10.

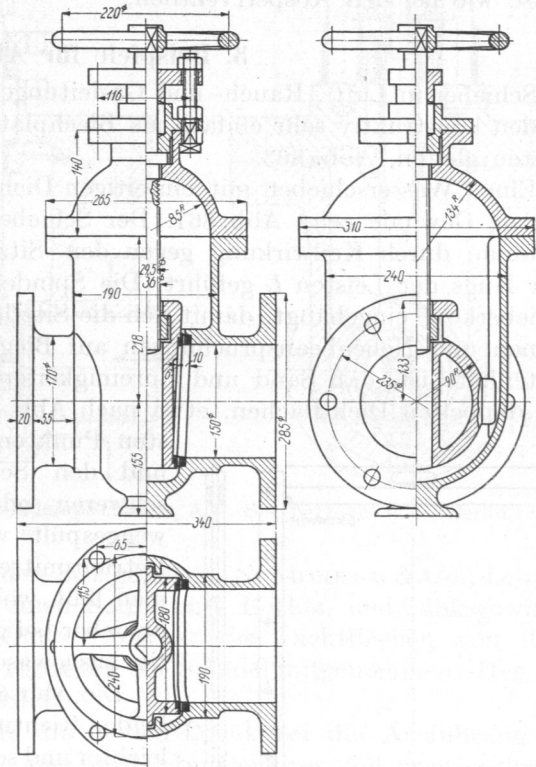


Abb. 862. Schieber mit innenliegendem Gewinde.
M. 1 : 10.

Baulänge, schützt aber die Gewindegänge gegen die chemische oder mechanische Einwirkung der Betriebsmittel. An Heißdampfschiebern soll das Gewinde stets außen liegen, weil dessen Schmierung infolge Verdampfung aller Schmiermittel ausgeschlossen ist und die dadurch gegebene trockene Reibung bei höheren Wärmegraden die aufeinander gleitenden Flächen rasch zerstört. Die Spindeln pflegen aus Stahl, nur dort, wo Rosten

zu befürchten ist, aus Bronze, die Muttern aus Messing oder Bronze hergestellt zu werden. Bei billigen kleinen Schiebern oder bei mäßigen Beanspruchungen wird das Muttergewinde unmittelbar in das Gußeisen oder den Stahlguß der Gehäuse eingeschnitten. Beim Schließen sollen die Spindeln grundsätzlich im Sinne des Uhrzeigers, von außen gesehen, (— nach rechts —) gedreht werden.

Die Betätigung der Schieber kann in verschiedener Weise erfolgen, beispielweise durch Drehen der Spindel in einer im Gehäusedeckel sitzenden Mutter, Abb. 861 oder in einer Mutter im Inneren des Gehäuses, Abb. 857 oder durch Antrieb der Mutter, Abb. 858, unter Sicherung der mit Linksgewinde versehenen Spindel gegen das Drehen durch den Stift *S*, oder durch Drehen der Spindel in der im Schieber festgehaltenen Mutter, Abb. 862. Die zuletzt genannte Ausführung gibt die geringste Gesamtbauhöhe, gestattet aber nicht, die Lage des Schieber unmittelbar an derjenigen der Spindel zu erkennen.

Das Gehäuse muß Platz für den herausgezogenen Schieber bieten und wird bei mäßigen Drucken aus ebenen, häufig durch Rippen versteiften Wandungen gebildet, bei größeren zweckmäßig im Querschnitt elliptisch oder zylindrisch gestaltet. Die flache Form der Abschlußplatte erlaubt bei Absperrschiebern die Ausführung sehr geringer Baulängen, die z. B. durch $0,4d + 150$ mm bei leichteren und durch $2d + 150$ bis 200 mm bei schwereren Ausführungen vereinheitlicht werden können. An Kraft- und Arbeitsmaschinen wird das Gehäuse zum Schieberkasten.

Die Ausbildung der Stopfbüchsen zur Abdichtung der Spindeln erfolgt in gleicher Weise wie bei den Absperrventilen.

3. Beispiele für Absperrschieber.

Schieber in Luft-, Rauch- und Gasleitungen, die nicht völlig dicht zu sein brauchen, werden konstruktiv sehr einfach als Blechplatten ausgeführt, die in einem Rahmen aus Leisten gleiten, Abb. 863.

Einen Wasserschieber mit einseitigen Dichtflächen und außen liegendem Gewinde zeigt Abb. 861. Der Schieber wird in geschlossenem Zustande durch Keilwirkung gegen den Sitz gepreßt, beim Öffnen aber längs der Leisten *L* geführt. Die Spindel ist nur seitlich in den Schieberkopf eingehängt, damit sich die Sitzflächen einander anpassen können und Nebenbeanspruchungen auf Biegung vermieden werden. Vorteilhaft ist, daß Sand und Unreinigkeiten, die sich bei Schiebern mit doppelten Dichtflächen, etwa nach Abb. 862 häufig an den tiefsten Punkten der Gehäuse sammeln und den Schluß der Schieber erschweren oder verhindern können, weggespült werden, wenn man das Betriebsmittel von *A* her durchströmen läßt, wobei der Raum unter dem Schieber bei geringen Öffnungen kräftig ausgewaschen wird.

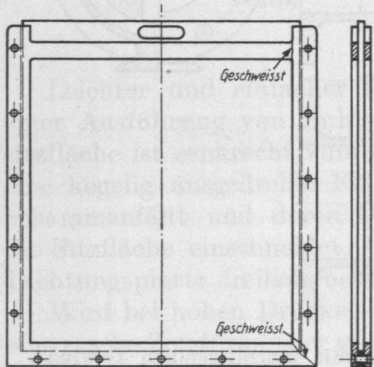


Abb. 863. Rauchschieber.

Die Abb. 864 und 857 geben nach beiden Richtungen dichtende Schieber leichter und schwerer Bauart mit innen liegendem Gewinde wieder. Ersterer hat ebene, durch die umlaufenden Flanschen versteifte Wände, letzterer ein Gehäuse ovalen Querschnitts.

Die Abb. 864 und 857 geben nach beiden Richtungen dichtende Schieber leichter und schwerer Bauart mit innen liegendem Gewinde wieder. Ersterer hat ebene, durch die umlaufenden Flanschen versteifte Wände, letzterer ein Gehäuse ovalen Querschnitts.

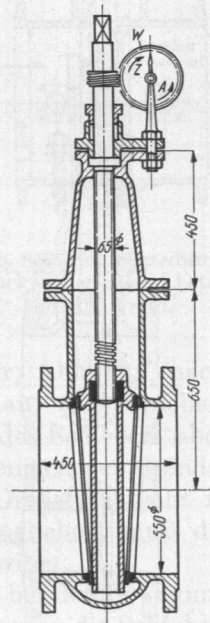


Abb. 864. Schieber leichter Bauart.
M. 1 : 25.

Die Stellung des Schieber kenntlich zu machen, dient in Abb. 864 das von der Spindel angetriebene Zählwerk *W*.

Einen durch Wasserdruck bewegten Schieber gibt Abb. 859 wieder. Der Schieber hängt an einem Kolben *K*, der sich in dem mit einer Messingbüchse ausgekleideten Zylinder *Z*

bewegt und kann durch Zuleiten von Druckwasser unter oder über den Kolben geöffnet oder geschlossen werden. Die nach oben verlängerte Kolbenstange zeigt die Stellung des Schiebers an, bedingt aber große Bauhöhe. Das Gehäuse hat ebene, durch innere Rippen und den Flansch versteifte Wände und ist mit dem Zylinder durch zwei Stangen *S* zur Übertragung der Kräfte verbunden. Ein Umlaufventil gestattet den Druckausgleich vor dem Öffnen des Schiebers, die Bohrung *B* im oberen Teil des Gehäuses die Entlüftung durch einen aufgesetzten Hahn.

Neuere Bauarten der Schieber suchen die gleitende Bewegung der Dichtflächen unter großem Druck und die Klemmungen keilförmiger Schieber bei hohen Betriebstemperaturen zu vermeiden. So werden bei dem Peet- oder Parallelschieber, Abb. 865, die beiden Schieberhälften erst im letzten Augenblick durch die schrägen Flächen an der Mutter

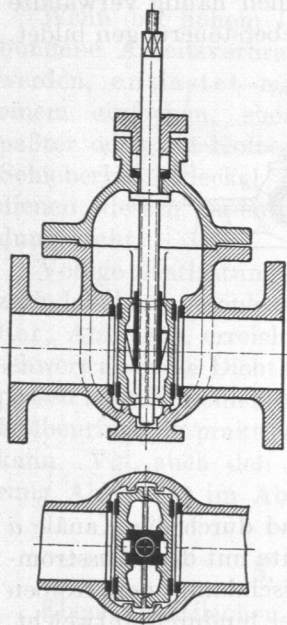


Abb. 865. Peet- oder Parallelschieber.

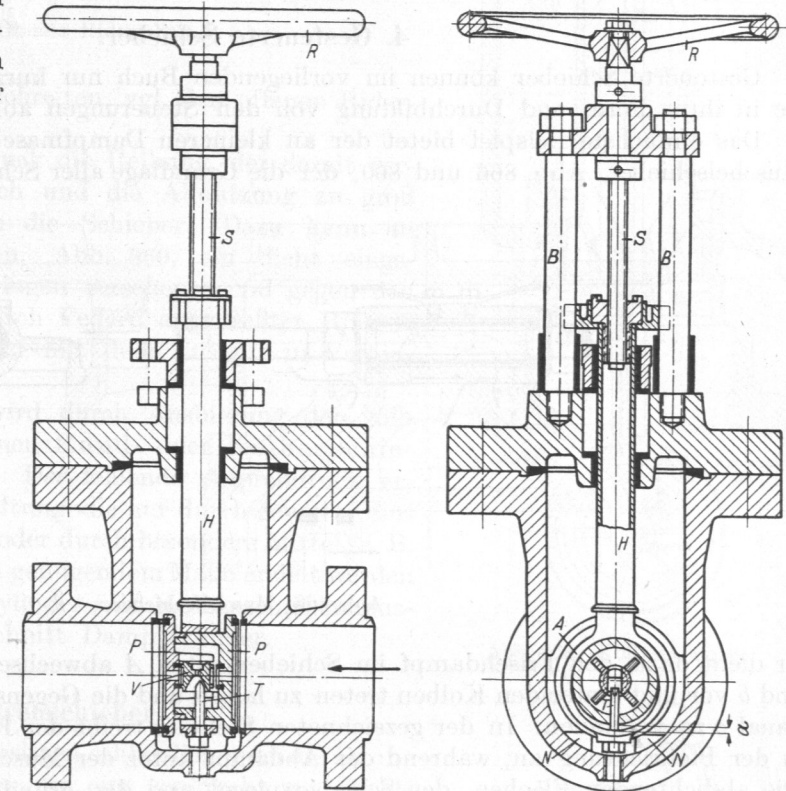


Abb. 865a. Heißdampfschieber, A.G. Seiffert und Co., Berlin.

auseinandergedrückt und senkrecht gegen den Sitz gepresst. Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz, benutzen zum gleichen Zweck einen Bolzen mit Rechts- und Linksgewinde. Beim Öffnen hebt er infolge der Drehung zunächst die Dichtflächen von ihren Sitzen ab; dann erst wird der Schieber in Richtung der Spindel mitgenommen. Der umgekehrte Vorgang vollzieht sich beim Schluß.

Als Beispiel eines Heißdampfschiebers für hohen Druck sei die Ausführung der A. G. Seiffert & Co., Berlin, Abb. 865a, angeführt. Im Gehäuse sind zwei senkrecht zur Rohrachse angeordnete, also parallel zueinander laufende Dichtflächen vorgesehen. Je nach der Richtung, von welcher der Dampf kommt, legt sich der Schieber an einer von denselben an und dichtet dort infolge des Überdruckes ab. Der Schieber besteht aus zwei, zu einem Stück vereinigten Platten *P*, hat im Gehäuse geringen Spielraum und wird von dem augenförmigen Ende *A* der Hohlspindel *H* umfaßt, deren Innengewinde zum Öffnen und Schließen mittels der Schraube *S* und des Handrades *R* dient. Die Hohlspindel ist längs der Bügelschrauben *B* geführt, die Stopfbüchspackung also nur der Längsbewegung der Spindel ausgesetzt, das Gewinde aber der Einwirkung des

drehen bzw. Ausbohren der Laufflächen bieten. Sollen sie durch den auf ihnen lastenden Dampfdruck noch sicher abschließen, so darf der Zentriwinkel zwischen den dichtenden

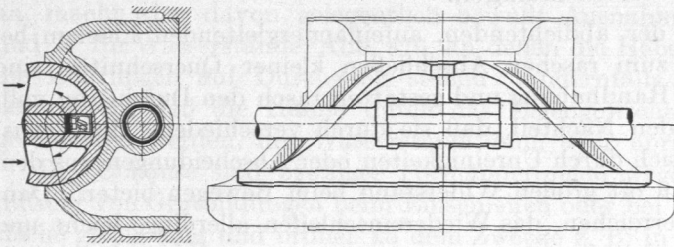


Abb. 867. Offener Riderschieber.

Kanten 150° nicht überschreiten, vgl. den offenen Riderschieber, Abb. 867.

Wenn bei hohem Druck die Reibung, der damit verbundene Arbeitsverbrauch und die Abnutzung zu groß werden, entlastet man die Schieber. Dazu kann an einem einfachen, ebenen, Abb. 860, ein dicht eingepaßter oder mit Kolbenringen versehener und gegen den Schieberkastendeckel durch Federn angepreßter Ring *R* dienen, dessen Innenraum mit dem Auspuff in Verbindung steht.

Völlige Entlastung wird durch Ausbildung der vollzylindrischen, geschlossenen Rund- oder Kolbenschieber, Abb. 868, erreicht. Der fehlende Anpreßdruck erschwert aber die Dichthaltung, die nur durch genaues Einpassen oder Einschleifen oder durch besondere Mittel, z. B. Kolbenringe, in praktisch genügendem Maße erzielt werden kann. Vgl. auch den Zylinder mit Kolbenschiebersteuerung Abb. 1743 im Abschnitt Dampfzylinder.

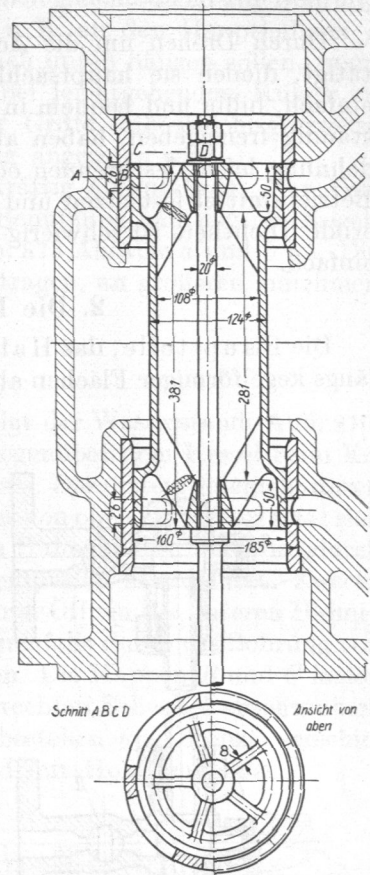


Abb. 868. Kolbenschieber.

5. Drehschieber.

Ebene Dichtflächen besitzen schließlich auch die Drehschieber. Durch Drehen um eine senkrecht zur Dichtfläche stehende Achse betätigt, werden sie jedoch wegen der unregelmäßigen Abnutzung der Gleitflächen, die zum Balligwerden neigen, seltener benutzt. Abb. 869 zeigt einen solchen Schieber aus dem Führerbremsventil der Westinghousebremse. Er besteht aus einer runden, mit Schlitten versehenen Platte *D*, die sich auf dem ebenen Spiegel *S* im Gehäuse bewegt. Sein Zweck ist, je nach seiner Lage, die Verbindung zwischen den Öffnungen im Spiegel oder dem darüberliegenden Raum herzustellen. Die Betätigung erfolgt durch den Handgriff *H*, der mit dem Schieber *D* durch das in den Schlitz *Z* greifende Querstück *G* so verbunden ist, daß sich *D* am Spiegel *S* unabhängig von *G* anlegen kann. Die Abdichtung nach außen ist durch Aufschleifen des Bundes *B* auf dem austauschbaren Ring *R* bewirkt.

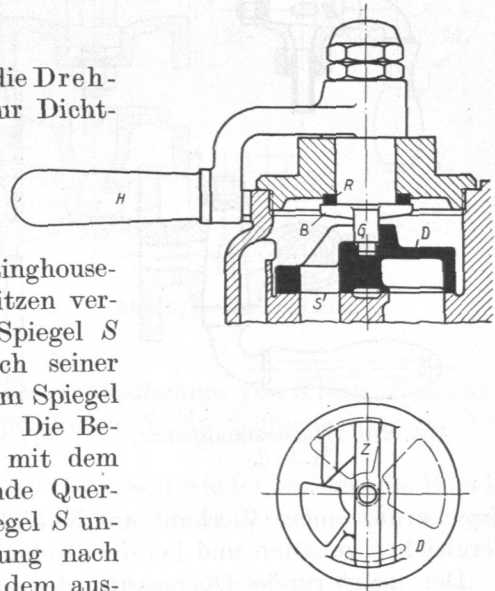


Abb. 869. Drehschieber.

IV. Hähne.

1. Grundlagen.

Durch Drehen um die Achse der abdichtenden, aufeinandergleitenden Flächen betätigt, dienen sie hauptsächlich zum raschen Abschließen kleiner Querschnitte, sind einfach, billig und bequem in der Handhabung und gestatten rasch den Durchgang vollständig freizugeben, haben aber den Nachteil, daß sie durch verschiedene Wärmeausdehnung leicht festbrennen oder sich durch Unreinigkeiten oder Abscheidungen aus dem Betriebsmittel festsetzen und dann oft großen Widerstand beim Bewegen bieten. Dauernde Dichtheit ist schwierig zu erreichen, das Wiedereinschleifen allerdings leicht und einfach.

2. Die Hauptteile und ihre Durchbildung.

Die Hauptteile, das Hahnkücken oder der Hahnkegel und das Gehäuse dichten längs kegelförmiger Flächen ab, die nach DIN 254 Kegel 1:6 oder Neigungen 1:12 gegenüber der Drehachse erhalten; sie bestehen zweckmäßig des Einschleifens wegen aus verschiedenen harten Werkstoffen. Es kommen Gußeisen, Messing und zahlreiche Bronzesorten in Betracht; in Säureleitungen sind sie häufig mit dichten Bleischichten überzogen oder durch Ton und Glas ersetzt.

Zur Sicherstellung der Dichtheit wird das eingeschliffene Kücken entweder durch die Mutter *M*, Abb. 870, in das Gehäuse hineingezogen oder wie in Abb. 871 durch die Stopfbüchsschrauben oder bei selbstdichtenden Hähnen durch den auf die größere Endfläche wirkenden Betriebsdruck angepreßt, Abb. 872. Durch das Drehen des Hahnes darf der Anpreßdruck nicht geändert, z. B. in Abb. 870 die Mutter nicht gelöst oder festgezogen werden; die Unterlegscheibe *U* sitzt zu dem

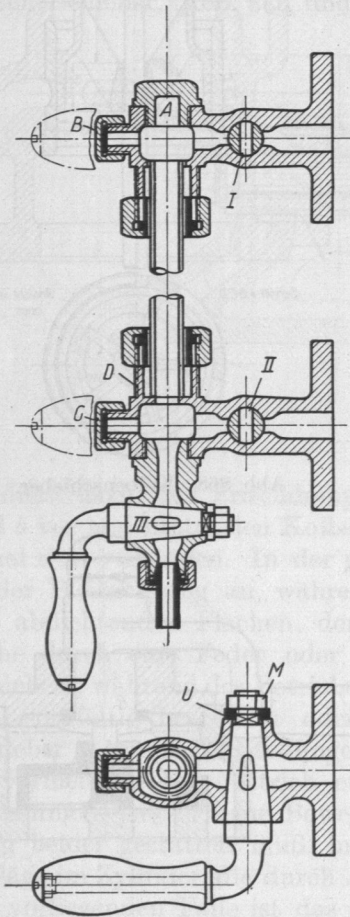


Abb. 870. Wasserstandshähne.
M. 1:5.

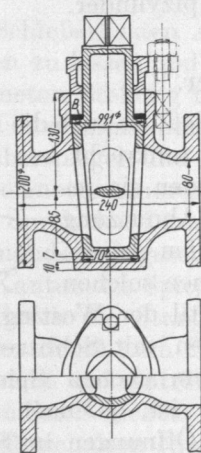


Abb. 871. Zweiweghahn.
M. 1:10.

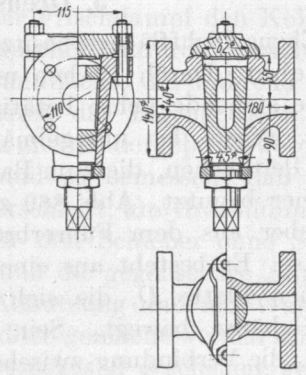


Abb. 872. Selbstdichtender Hahn.
M. 1:10.

Zwecke auf einem Vierkant am Kücken oder wird durch einen Ansatz oder Stift oder dergleichen gehalten und bei der Drehung mitgenommen.

Der meist runde Querschnitt des an den Hahn anschließenden Rohres pflegt bei größeren Abmessungen in einen länglichen Schlitz übergeführt zu werden, um dem Hahnkegel nicht zu große Abmessungen geben zu müssen.

Zweckmäßig ist, den Verlauf der Bohrungen außen am Kükten zu kennzeichnen, etwa durch einen Strich oder Meißelhieb, um daran die Stellung des Hahnes jederzeit rasch beurteilen zu können. Die Griffe ordnet man gewöhnlich gleichlaufend zur Bohrung an, macht aber davon gelegentlich bewußt Ausnahmen, z. B. an den Haupthähnen *I* und *II* für Wasserstände, Abb. 870, an denen die Hebel nach unten hängen sollen, wenn die Bohrungen auf Durchgang stehen. Andernfalls ist bei leichtgehenden Kükten zu befürchten, daß die Hähne durch das Eigengewicht der Griffe unbeabsichtigt geschlossen werden, der Wasserstand dann aber unrichtig angezeigt wird.

Die Gehäuse sind etwaiger Formänderungen wegen kräftig auszuführen. Zur Verhütung von Gratbildungen beim Einschleifen oder bei der Benutzung hält man die Kegel­fläche gleich lang und ordnet zu dem Zwecke z. B. in Abb. 873 Absätze *a* und *b* an. Die Dichtbreite soll an kleinen Hähnen mindestens 10 mm betragen, an größeren zunehmen und bei 100 mm Durchmesser etwa 40 mm erreichen.

3. Beispiele.

Die Durchbildung und Verwendung einfacher Hähne zeigt der Wasserstand, Abb. 870. In den wagrechten Schenkeln dienen sie zum Absperren gegenüber dem Kessel beim Ersetzen oder Reinigen des Glases. Das erstere geschieht durch Einschieben des neuen Rohres von oben her; dieses setzt sich auf den Bund *D* im unteren Hahngehäuse und wird durch Stopfbüchsen mit Schraubenmuffen abgedichtet. Zwecks Reinigung kann das Rohr unter Öffnen des unteren Hahnes *III* ausgeblasen und gegebenenfalls durch die Bohrung von oben her durchstoßen werden. Die Kappen *B* und *C* lassen sich zum Reinigen der wagrechten Schenkel abschrauben. Kükten und Hahngehäuse bestehen aus Bronze verschiedener Härte, die Griffe sind mit Holz umkleidet.

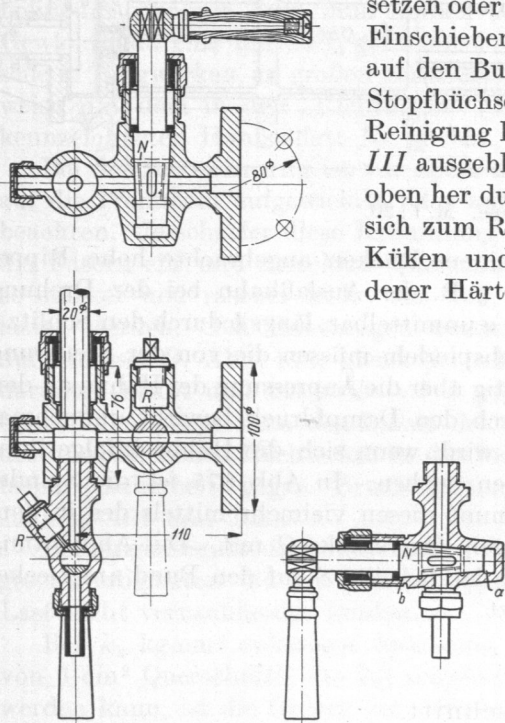


Abb. 873. Wasserstandshahn (Klein, Schanzlin und Becker). M. 1:5.

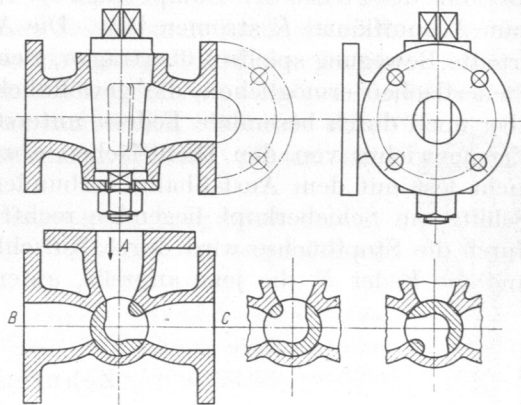


Abb. 874. Dreiweghahn.

Abb. 873 zeigt die Ausführung eines unteren Wasserstandhahnes von Klein, Schanzlin und Becker mit besonderen Räumen *R* und Nuten *N* für Schmiermittel zur Erhaltung der Gangbarkeit der Kükten.

Abb. 871 gibt einen größeren Stopfbüchshahn aus Gußeisen wieder, an dem die Wände des Kükens durch eine Mittelrippe versteift sind. Der Bronzering *B* soll das Verwürgen der Packung verhüten.

Abb. 872 stellt einen selbstdichtenden Hahn von 40 mm Durchmesser dar.

Dreiweghähne, z. B. nach Abb. 874, gestatten sowohl den Zufluß von *A* her abzusperren, wie auch den Durchfluß nach zwei Anschlüssen *B* und *C* herzustellen.

In ähnlicher Weise dienen Vierweghähne zum Umschalten zwischen vier Leitungen.

Den auf Seite 488 erläuterten Muschelschiebern entsprechen die Drehschieber oder Corlißhähne der Hahnsteuerungen an Kraft- und Arbeitsmaschinen. Häufig als vier getrennte Steuerteile ausgebildet, wie des näheren in dem Abschnitt über Zylinder besprochen ist, liegen sie in Bohrungen quer zum Zylinder und geben je nach ihrer Stellung die Dampfwege frei oder versperren sie. Abb. 875 zeigt links einen Ein- und einen Auslaßhahn *E* und *A* am unteren Ende eines liegenden Zylinders *Z*, rechts Einzelheiten des Auslaßhahnes *A* mit der zugehörigen Spindel. Der Hahn ist hohl und dadurch in der Längsrichtung genügend steif ausgebildet, an den Enden in den Hahngehäusebohrungen und außerdem im mittleren Teil noch durch drei Rippen gut geführt. Zur Ver-

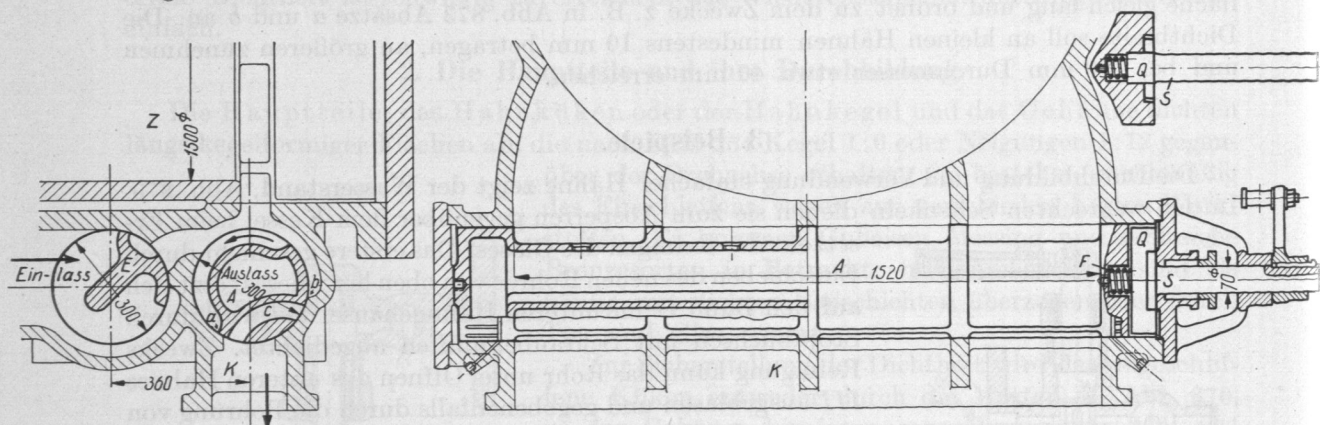


Abb. 875. Corlißhähne. M. 1 : 20.

steifung des Einlaßhahnes *E* dient die auf seinem Rücken angebrachte hohe Rippe. Beide Hähne haben doppelte Öffnung, indem z. B. der Auslaßhahn bei der Drehung im Sinne des Pfeiles den Dampf längs der Kante *a* unmittelbar, längs *b* durch den Schlitz *c* zum Auspuffkanal *K* strömen läßt. Die Antriebsspindeln müssen die von der Steuerung erteilte Bewegung spielfrei übertragen, gleichzeitig aber die Anpressung der Hähne an den Steuerflächen ermöglichen, die gewöhnlich durch den Dampfdruck bewirkt, manchmal aber noch durch besondere Federn unterstützt wird, wenn sich die Hähne infolge ihres Eigengewichts von den Dichtflächen abzuheben suchen. In Abb. 875 ist die Spindel nicht fest mit dem Auslaßhahn verbunden, nimmt diesen vielmehr mittels des in dem Schlitz am Schieberkopf liegenden rechtflächigen Querstücks *Q* mit. Die Abdichtung durch die Stopfbüchse wird durch Aufschleifen der Scheibe *S* auf den Bund am Deckel und die Feder *F*, die jene anpreßt, unterstützt.

Zehnter Abschnitt.

Seile, Ketten und Zubehör.

Die Hauptanwendungsgebiete der Seile sind einerseits Hebemaschinen und Transportanlagen, andererseits Seiltriebe. Die zu den letzteren benutzten Seile sind im Abschnitt 27 besprochen.

Man unterscheidet Faser- und Drahtseile.

I. Faserseile.

Faserseile finden sich als Rundseile aus badischem Schleißhanf, russischem Reinhanf und Manilahanf bei den eigentlichen Hebemaschinen nur noch an Flaschenzügen, an kleineren, von Hand betriebenen Bauwinden und an einfachen Aufzügen; im übrigen