

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 Ventilspalt, 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.

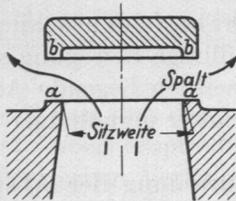


Abb. 734. Ventil geöffnet.

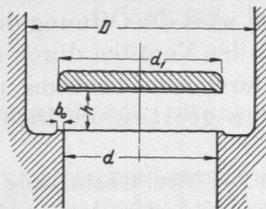


Abb. 735. Tellerventil mit ebenem Sitz.

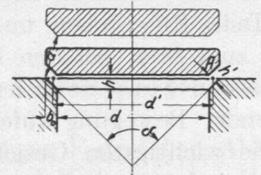


Abb. 736. Tellerventil mit kegeligem Sitz.

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:

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

Bei kegelliger 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:

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

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 $\frac{\delta}{2} = 45^\circ$

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

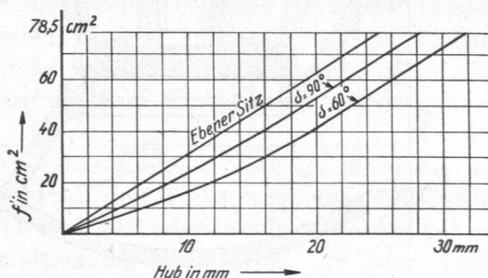


Abb. 737. Durchtrittsquerschnitte in Abhängigkeit vom Hub bei ebenen und kegelligen Sitzflächen eines Ventils von 100 mm lichter Weite.

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 kegellige Sitze mit $\delta = 90$ und 60° aufgezeichnet. Der volle Querschnitt wird bei 25 bzw. 28,2 und

31,8 mm Hub erreicht. Verlangen demnach kegelige Dichtflächen größere Hübe, so bieten sie andererseits Vorteile durch die geringere Ablenkung des Flüssigkeitsstromes, durch die sicherere Führung der breiteren Sitzflächen beim Einschleifen und durch bessere Abdichtmöglichkeit.

Die Beanspruchung des Ventiltellers durch den Druck der auf ihm lastenden Flüssigkeit oder den Druck der Spindel kann bei einfacher ebener Form nach den Formeln für kreisrunde Platten beurteilt werden, bei verwickelter Gestalt nach der von Bach angegebenen Art der Berechnung von Platten, vgl. das Zahlenbeispiel 1, dann allerdings nur in erster Annäherung.

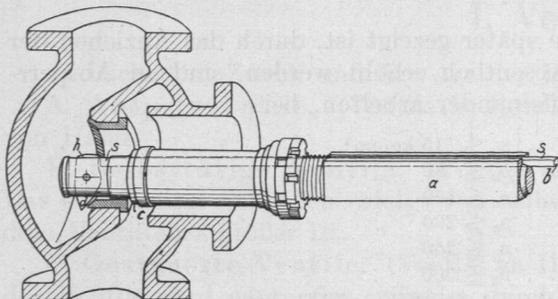


Abb. 738. Werkzeug zum Umbördeln des Ventilsitzrandes.

Bei kleineren Ventilen ist der Sitz oft unmittelbar im Ventilkörper selbst ausgebildet, der dann aus geeignetem Werkstoff (Bronze, Messing, Gußeisen) bestehen muß. Bei größeren wird der Sitz meist als Büchse oder Ring aus Bronze, Messing, Nickel u. dgl. eingesetzt und sorgfältig befestigt. Einfaches Einpressen durch Wasserdruck- oder Schraubenpressen wird unsicher, wenn das Ventil Temperaturschwankungen unterworfen ist und der Sitz sich anders ausdehnt wie der Ventilkörper. So lockern sich z. B. sehr oft Bronzesitze

Bei kleineren Ventilen ist der Sitz oft unmittelbar im Ventilkörper selbst ausgebildet, der dann aus geeignetem Werkstoff (Bronze, Messing, Gußeisen) bestehen muß. Bei größeren wird der Sitz meist als Büchse oder Ring aus Bronze, Messing, Nickel u. dgl. eingesetzt und sorgfältig befestigt.

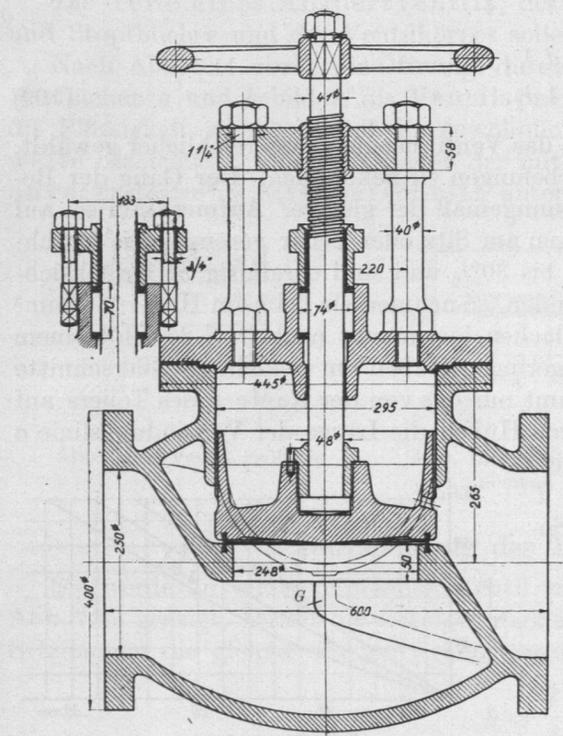


Abb. 739. Absperrventil mit Nickelsitzringen, Dreyer, Rosenkranz und Droop. M. 1:10.

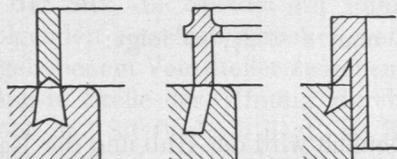


Abb. 740. Befestigungsarten von Nickelsitzringen.

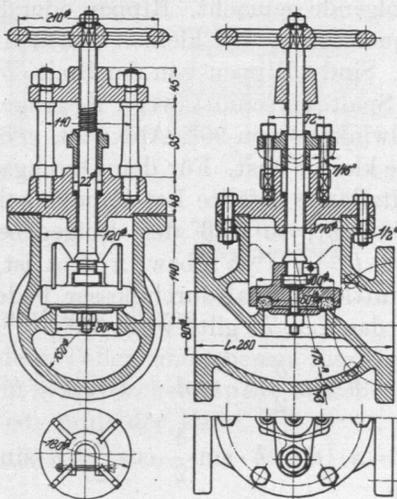


Abb. 741. Absperrventil mit Jenkinsring, Klein, Schanzlin und Becker. M. 1:10.

in gußeisernen Körpern. Sie müssen durch Sicherungsschrauben, Abb. 749 oder durch Einwalzen oder Umbördeln des unteren Randes, Abb. 747, gesichert werden. Das letztere geschieht nach Abb. 738 mit einem in den Schlitten der Drehbank bei *a* eingespannten Werkzeug. Der Anschlagring *c* liegt fest am oberen Teil des Sitzes an. Durch Schläge auf das Ende *b* der Stange *s* bördelt das Ende *d* des Hebels *h* den Rand um, während

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 Vulkanfaser- oder Lederscheiben durch eine Platte, Abb. 742, festgehalten werden.

Metallische Sitzflächen müssen der Dichtigkeit 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.

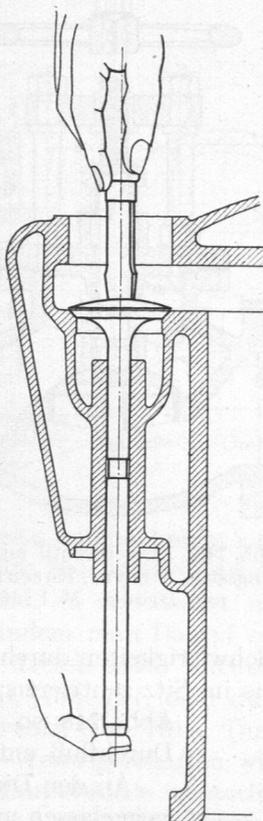


Abb. 743. Einschleifen eines Steuerventils.

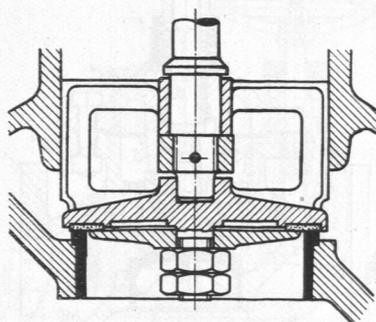


Abb. 742. Absperrventil, Dreyer, Rosenkranz und Droop.

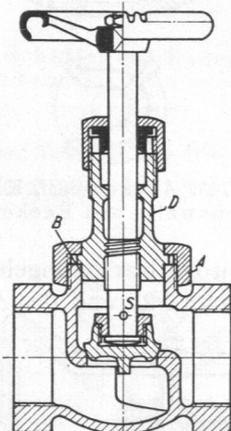


Abb. 744. Jenkinsventil.

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

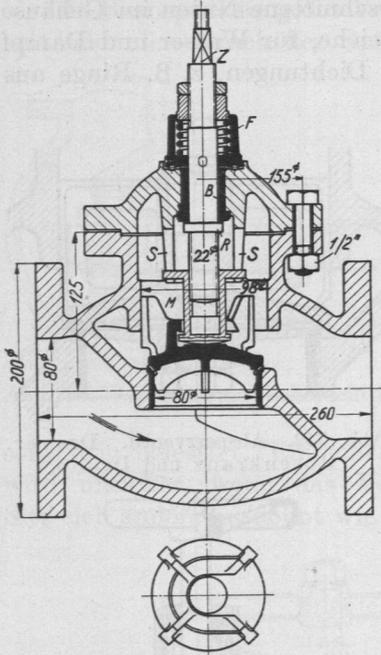


Abb. 745. Absperrventil, Klein, Schanzlin und Becker.

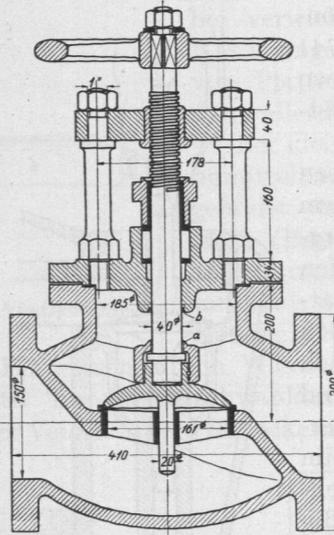


Abb. 746. Absperrventil mit Führungsstift, Dreyer, Rosenkranz und Droop. M. 1: 10.

Budenberg

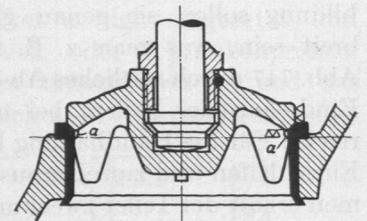


Abb. 747. Ventilteller mit kurzen Rippen, Schäffer und Budenberg.

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.

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

Abb. 748. Wißventil, Schäffer und Budenberg.

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 verhindert. 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

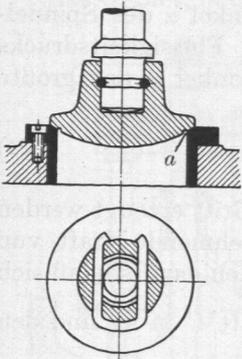


Abb. 749. Verbindung zwischen Ventilspindel und Teller durch Splint.

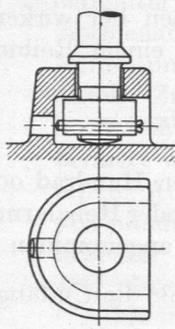


Abb. 750. Verbindung zwischen Ventilteller und -spindel.

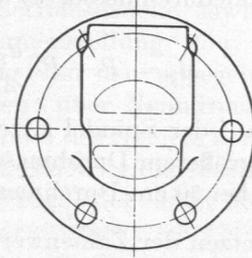
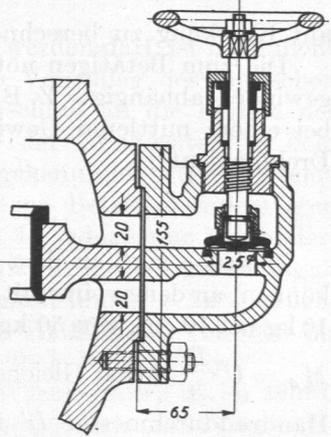


Abb. 751. Umlaufventil, Schäffer und Budenberg. M. 1 : 5.



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 Umföhrungsventil 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.

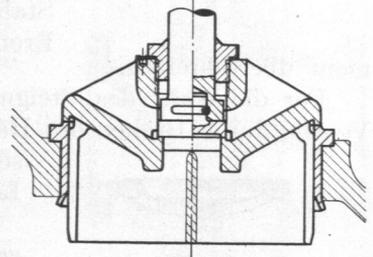


Abb. 751a. Voröffnungsventil.

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:

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

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.

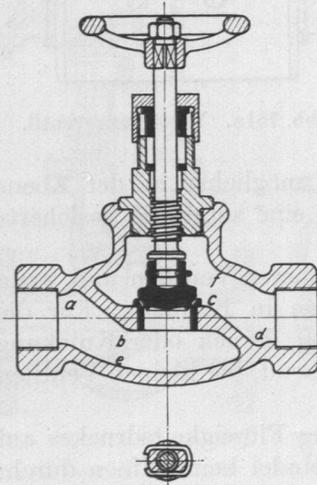


Abb. 752. Durchgangventil, Schäffer und Budenberg.

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 Betriebsdrücke 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.

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-

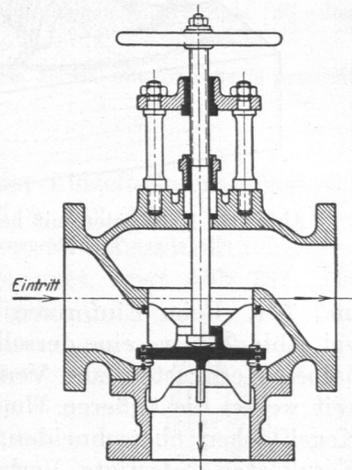


Abb. 754. Wechselventil, Schäffer und Budenberg.

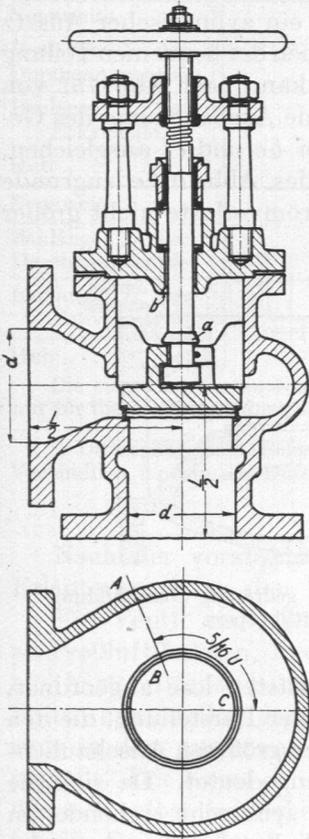


Abb. 753. Eckventil, Schäffer und Budenberg.

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

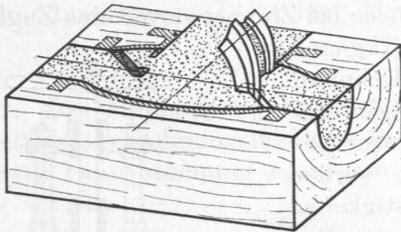


Abb. 755. Kernkasten mit herausziehbarer kegeliger Trennungswand.

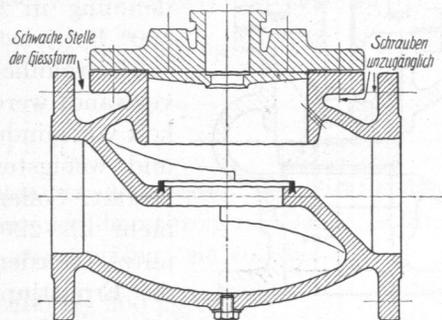


Abb. 756. Falsche, zu gedrängte Durchbildung eines Ventilkörpers.

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 strichpunktiert 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		350	370	400		450		480	500	550	600	660	
Baulänge L_1 der Eckventile } 150 160 175 185		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		730	790	850	900	980	1040	1100	1200 ¹⁾	1350 ¹⁾			
Baulänge L_1 der Eckventile } 300 325 325 350		300 325	325 350	350 375	375 400	400 425	425 450	450 475	450 525 ¹⁾	500 575 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 PreBluftflaschen, 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-

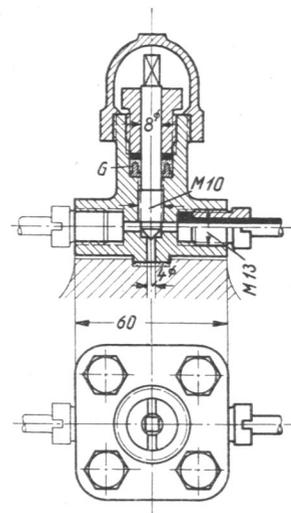


Abb. 757. Flaschenabsperrentil.

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 Aufschieben 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.

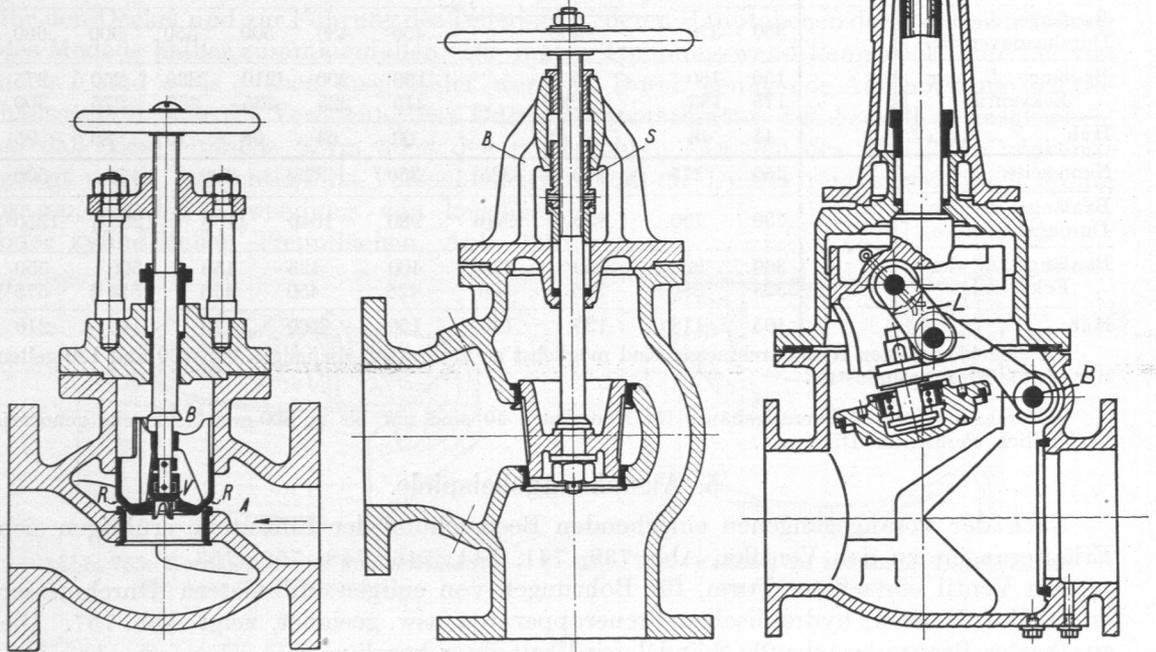


Abb. 758. Daelensches Ventil, Schäffer und Budenberg.

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 Drücke 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 Durchgangquer-schnitte 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.

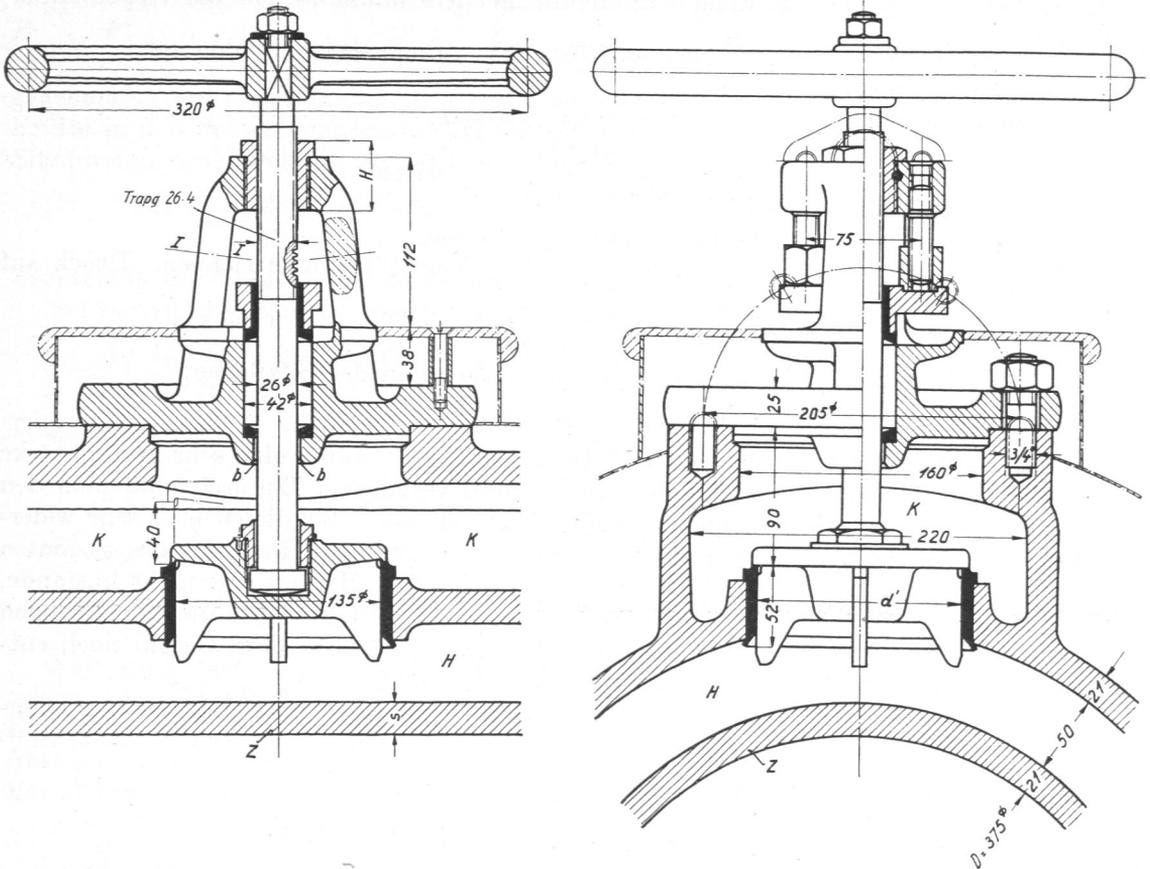


Abb. 761. Absperrventil an einem Dampfzylinder mit Ventilsteuerung. M. 1 : 5.

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 durch-

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

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):

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

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

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

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.

Schwerpunktstand e , bezogen auf die Kante AA :

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

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:

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

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 cm^2 , also ausreichenden Querschnitt.

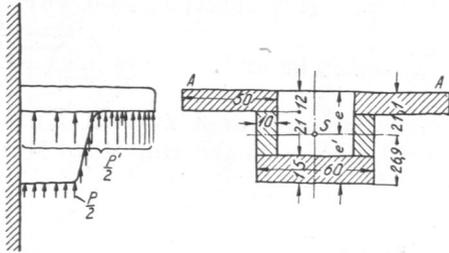


Abb. 762. Zur Berechnung des Ventiltellers.

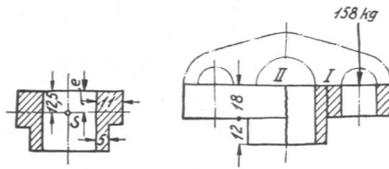


Abb. 763. Stopfbüchse.

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

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

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

Stopfbüchse. 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:

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

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

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

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.

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

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 zusammengewossen. 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 Ventilspindel 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⁾.

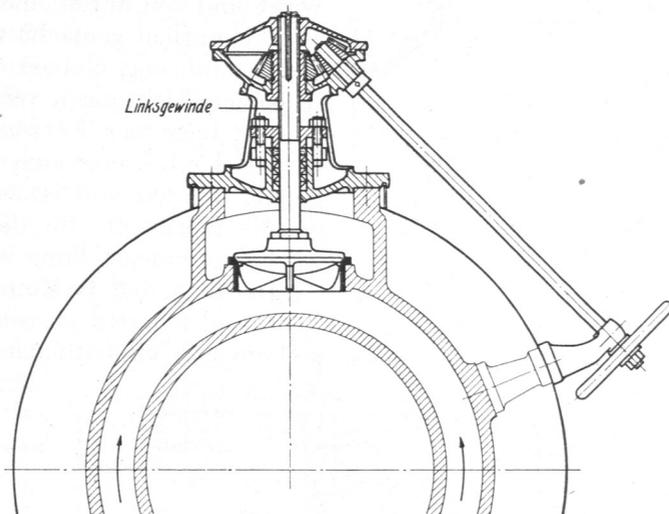


Abb. 764. Absperrventil an einem Dampfzylinder mit Ventilsteuerung.

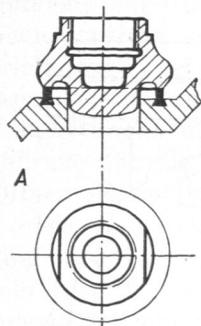


Abb. 764 a.

Bis 25 mm Nennweite.

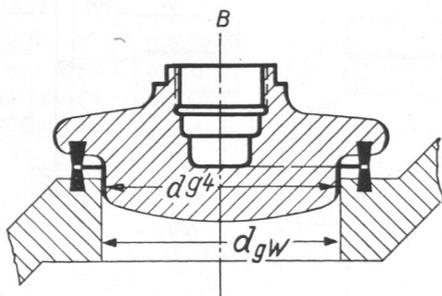


Abb. 764 b.

Von 32 bis 80 mm Nennweite.

Normale Kegel nach DIN 3313 (Entwurf).

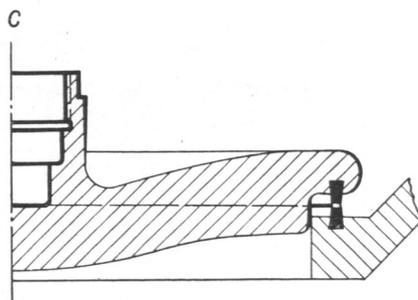


Abb. 764 c.

Von 90 bis 500 mm Nennweite.

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 halbkugeligem 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.

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 Trapezgewinde 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.

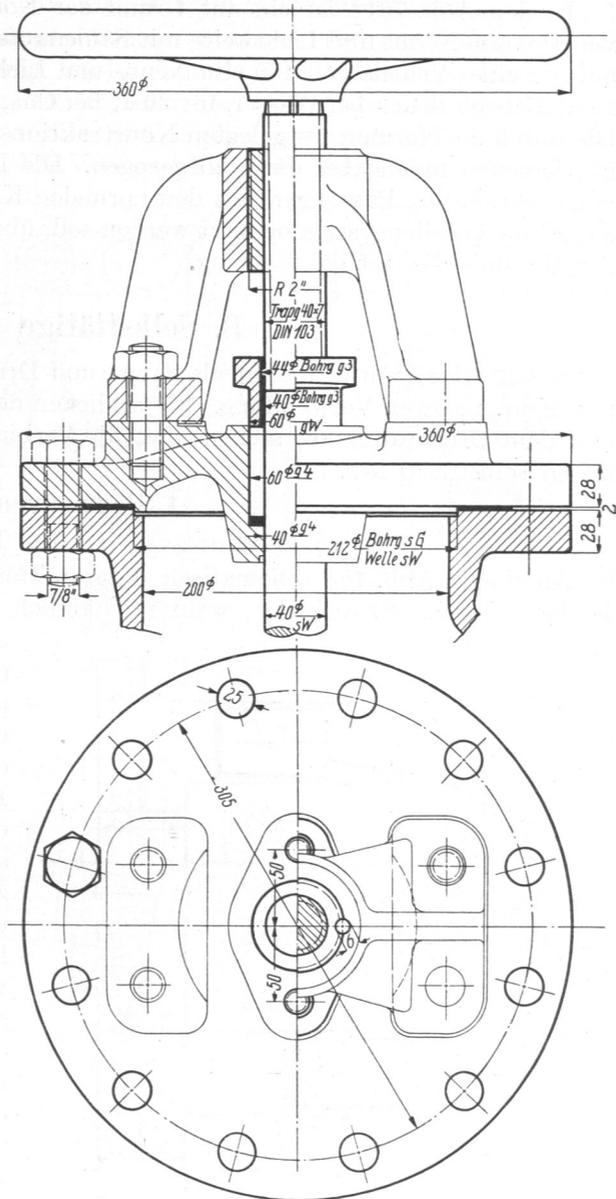


Abb. 764f. Normrechter Deckel mit Bügelaufsatz für Durchgang- oder Eckventile von 150 mm lichter Weite und Nenndruck 25. M. 1: 5.

Die Stopfbüchsenbrille mit ovalem Flansch soll für Spindeln bis zu 18 mm Durchmesser aus Messing, für größere aus Gußeisen, mit einem Messingrohr ausgefüttert, hergestellt werden.

Die Brücken der Form *A* bestehen aus geschmiedetem oder gepreßtem Stahl oder aus Stahlguß.

In den Abb. 764e ist ein auf Grund der Normen durchgebildetes Durchgangventil von 100 mm Nenn- und Lichtweite mit Säulenaufsatz, in Abb. 764f der Deckel mit Bügel-aufsatz eines Ventils von 150 mm Nenn- und Lichtweite, für den Nenndruck 25, also für 25 at Betriebsdruck bei Wasser, für 20 at bei Gas, Dampf und Heißdampf wiedergegeben. Die durch die Normen festgelegten Konstruktionslinien sind stark, die dem Konstrukteur überlassenen freien aber dünn ausgezogen. Die Richtmaße sind eingeklammert und die vorgeschriebenen Passungen mit den normalen Kurzzeichen angeschrieben und zwar, da das Einheitswellensystem benutzt werden soll, über der Maßlinie die Art des Sitzes, unter der Maßlinie die Art der Passung.

B. Selbsttätige Ventile.

Selbsttätige Ventile finden als Saug- und Druckventile an Kolbenpumpen, Gebläsen und Kompressoren Verwendung. Sie schließen den Arbeitszylinder gegenüber dem Saug- und dem Druckraum ab, stellen aber die Verbindung unter bestimmten Druckverhältnissen selbsttätig her.

1. Pumpenventile.

a) Wirkungsweise der Pumpenventile.

An der in Abb. 765 schematisch dargestellten, einfach wirkenden Pumpe saugt der Kolben *K* beim Saughube, während nämlich der Kurbelzapfen *Z* die untere Hälfte *ABC* des Kurbelkreises durchläuft,

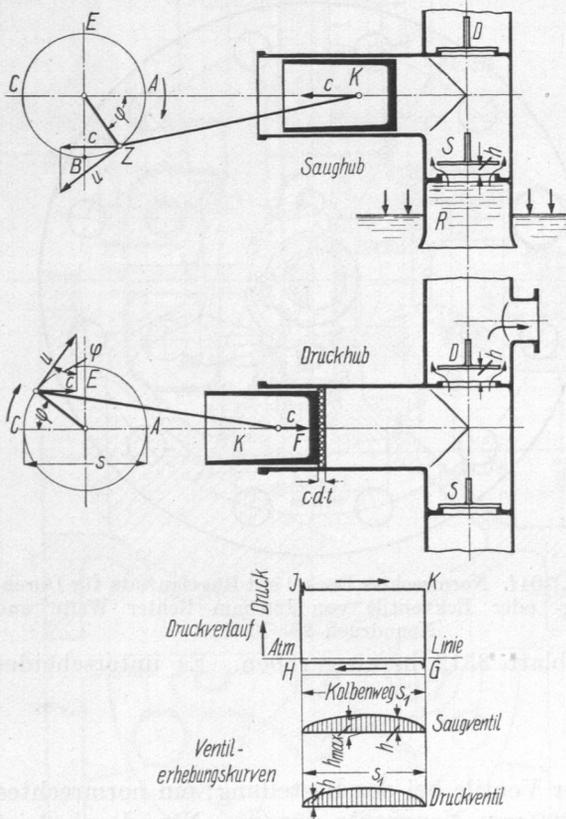


Abb. 765. Wirkungsweise der Saug- und Druckventile an einer einfachwirkenden Kolbenpumpe. Druckverlauf und Ventilerhebungskurven.

durch das Saugventil *S* die Flüssigkeit an. Diese wird durch den Luftdruck, der auf den Saugwasserspiegel wirkt, durch das Saugrohr *R* hindurch in den Pumpenraum gedrückt, weil sonst hinter dem Kolben ein luftleerer Raum entstehen würde. In dem darunter gezeichneten Bilde des Druckverlaufes, das die Drücke im Pumpenraume abhängig vom Kolbenwege s_1 darstellt, wird während dieser Zeit die unter der atmosphärischen Linie liegende Gerade *GH* durchlaufen. Im Totpunkte *C* (in der oberen Abbildung) kehrt die Richtung der Kolbenbewegung um. Das Saugventil schließt sich; entsprechend der Linie *HJ* wird die nunmehr eingeschlossene Flüssigkeit unter Druck gesetzt. Infolgedessen öffnet sich das Druckventil, durch das die Flüssigkeit beim Durchlaufen der oberen Hälfte des Kurbelkreises *CEA*, während des Druckhubes, in den Druckraum und die anschließende Rohrleitung gefördert wird. Dem Vorgang entspricht im Schaubild des Druckverlaufes die Gerade *JK*. Im Punkte *A* schließt sich das Ventil. Die Pressung sinkt bei der Rückkehr des