

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.

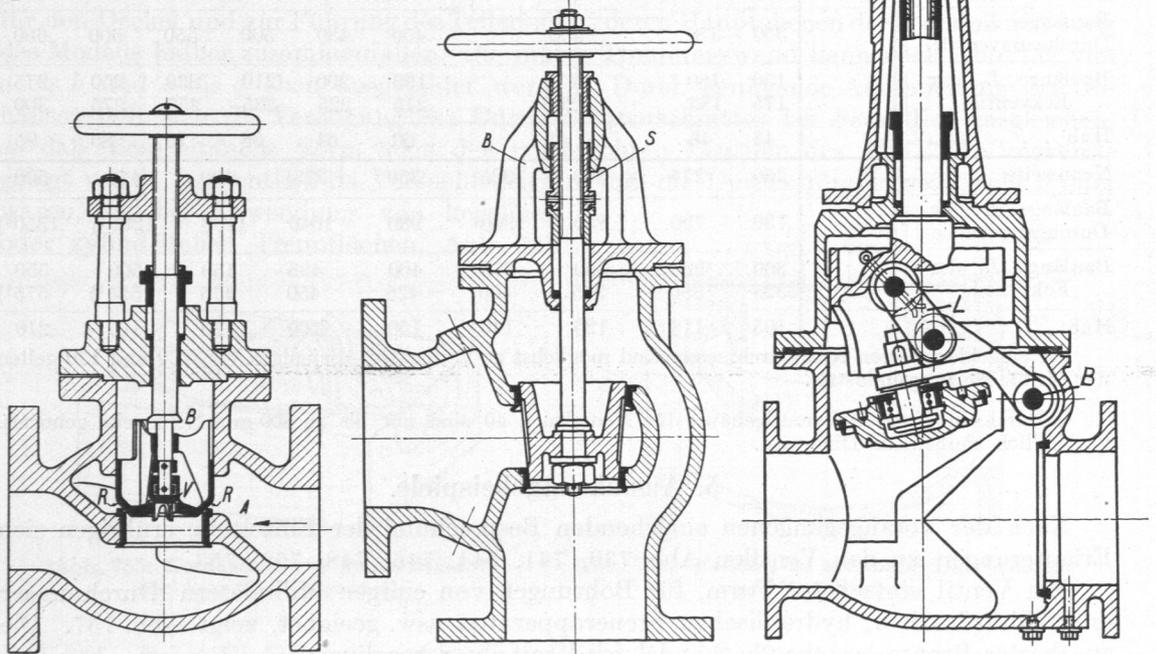


Abb. 758. Daelensches Ventil, Schäffer und Budenberg.

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 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 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.

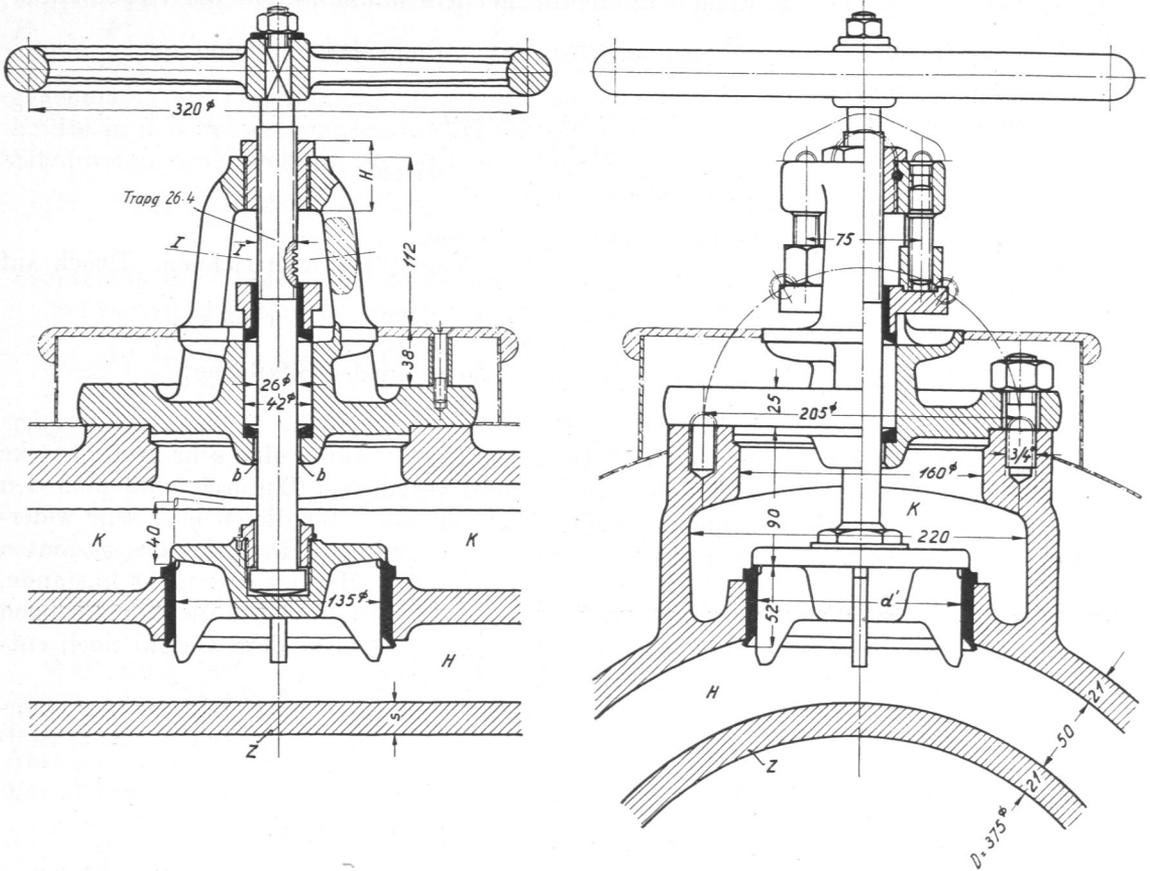


Abb. 761. Absperrventil an einem Dampfzylinder mit Ventilsteuerung. M. 1 : 5.

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 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  $500 \text{ kg/cm}^2$  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  $\alpha$  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  $\sigma_1$  und im Spindelschaft  $\sigma_2$  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  $164 \text{ cm}^2$ , also ausreichenden Querschnitt.

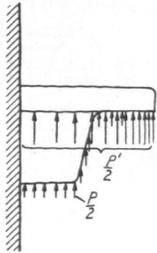


Abb. 762. Zur Berechnung des Ventiltellers.

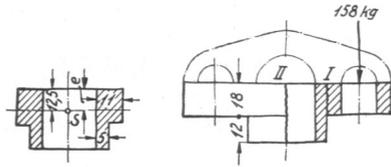
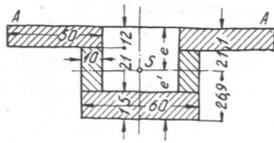


Abb. 763. Stopfbüchse.

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

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 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  $\sigma_z$  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 zugrunde<sup>1)</sup>.

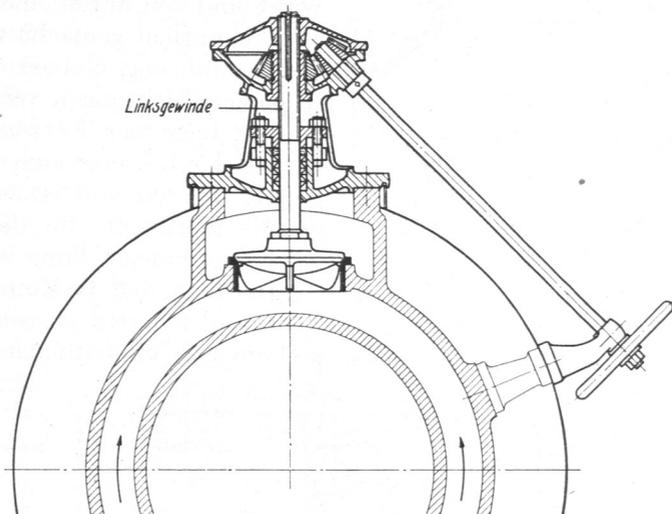


Abb. 764. Absperrventil an einem Dampfzylinder mit Ventilsteuerung.

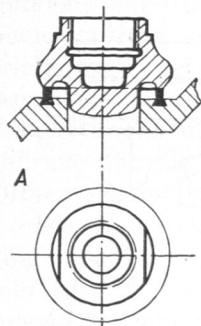


Abb. 764 a.  
Bis 25 mm Nennweite.

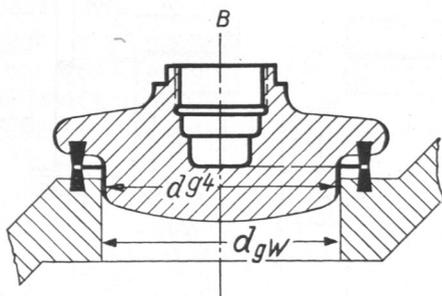


Abb. 764 b.  
Von 32 bis 80 mm Nennweite.

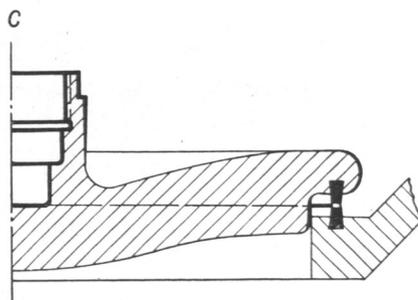


Abb. 764 c.  
Von 90 bis 500 mm Nennweite.

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 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-

<sup>1)</sup> 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  $275^{\circ}$ , 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  $275^{\circ}$  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.

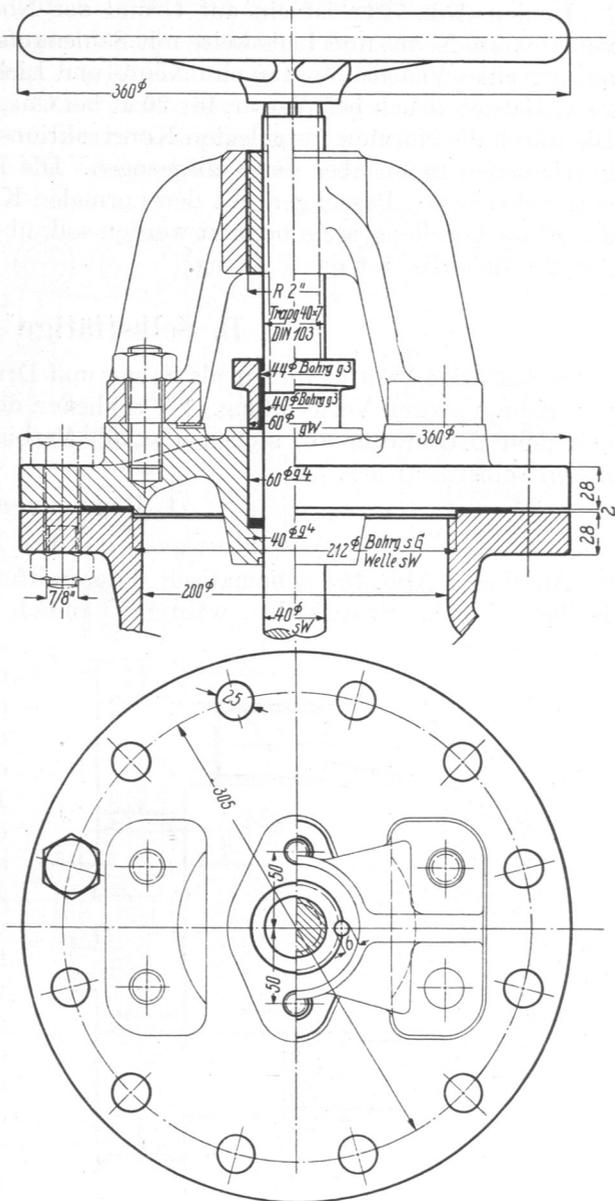


Abb. 764f. Normrechter Deckel mit Bügelaufsatz für Durchgang- oder Eckventile von 150 mm lichter Weite und Nenndruck 25. M. 1:5.

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,

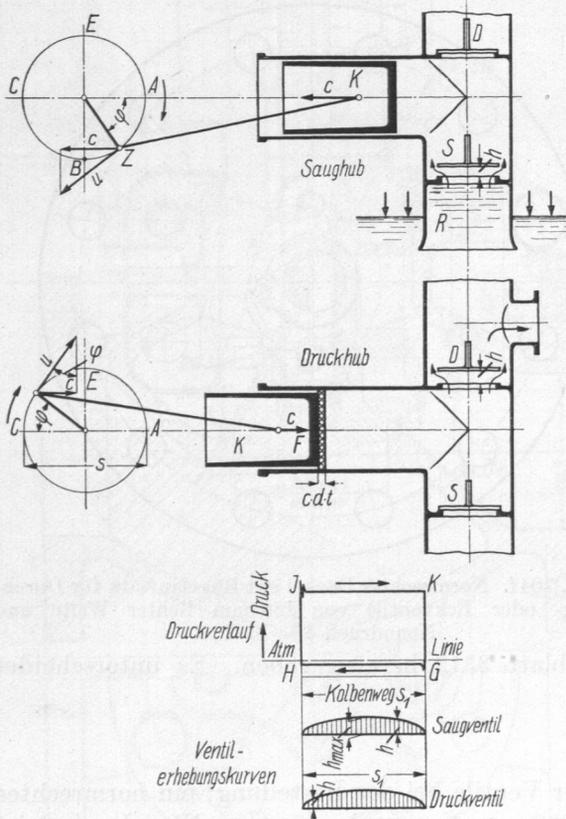


Abb. 765. Wirkungsweise der Saug- und Druckventile an einer einfachwirkenden Kolbenpumpe. Druckverlauf und Ventilerhebungskurven.

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