

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,

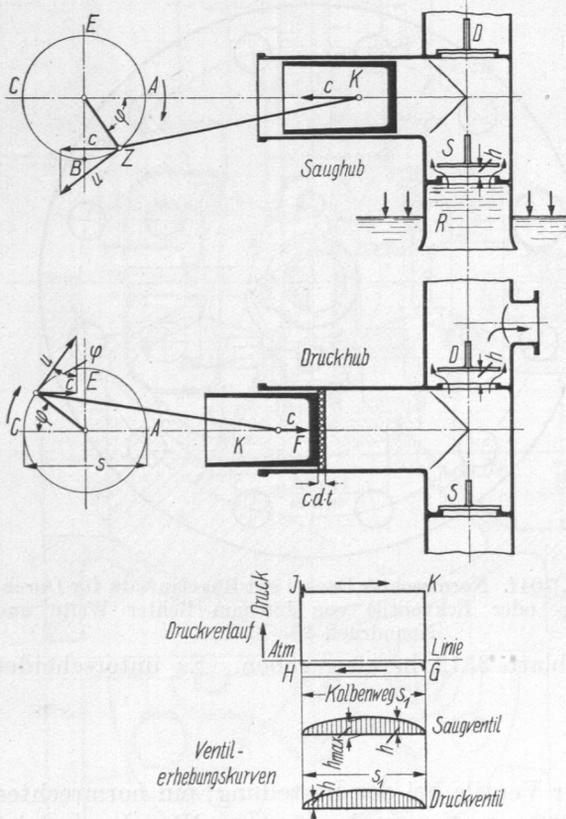


Abb. 765. Wirkungsweise der Saug- und Druckventile an einer einfachwirkenden Kolbenpumpe. Druckverlauf und Ventilerhebungskurven.

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

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

Arten waren schon auf Seite 399 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 Raumaussnutzung 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-

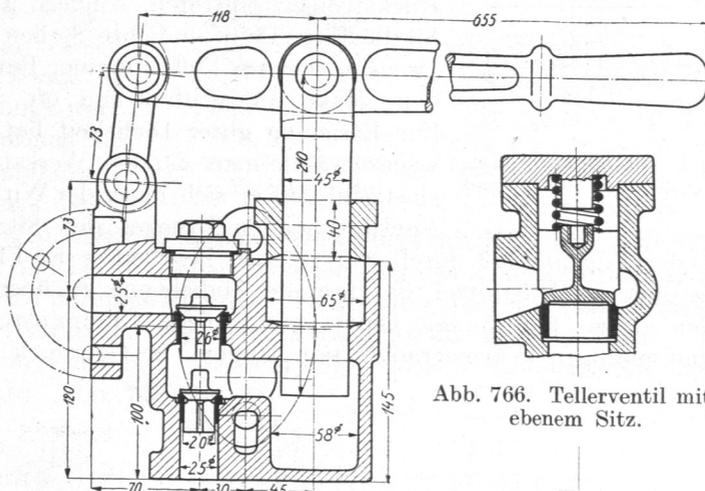


Abb. 766. Tellerventil mit ebenem Sitz.

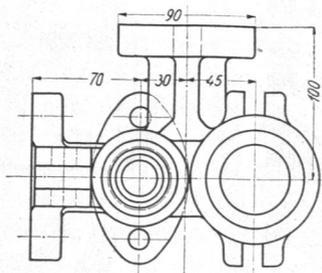


Abb. 767. Handpreßpumpe mit Kegelventilen. M. 1 : 5.

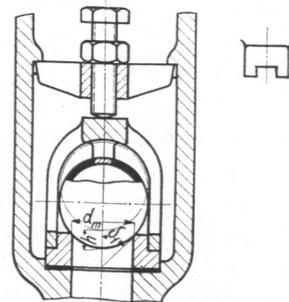


Abb. 768. Kugelventil.

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.

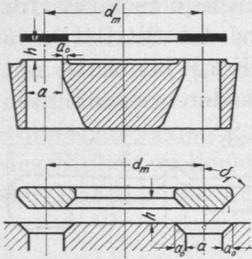


Abb. 769 und 770. Ringventile mit ebenen und kegeligen Sitzen.

Was die allgemeinen Gesichtspunkte anlangt, so ist die möglichst vollkommene Dichtigkeit 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 Dichtigkeit 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.

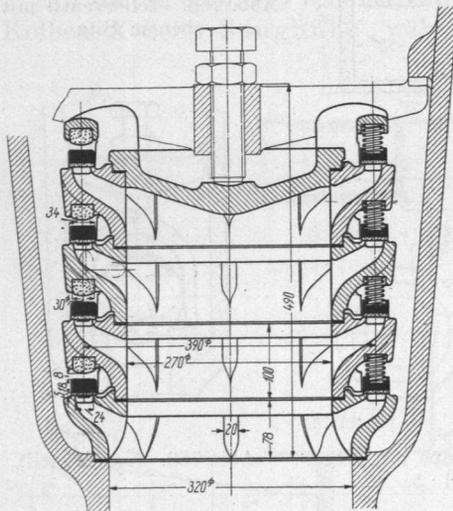


Abb. 771. Treppenventil von 780 cm² Spaltquerschnitt bei 8 mm Hub (veraltet). M. 1 : 10.

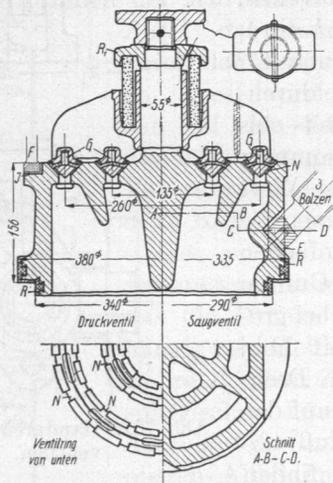


Abb. 772. Farnisventil, Maschinenbauanstalt Humboldt, Köln-Kalk, links Druck-, rechts Saugventil. M. 1 : 10.

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

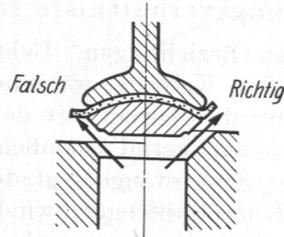


Abb. 773. Zur Ausbildung von Fernisventilen.

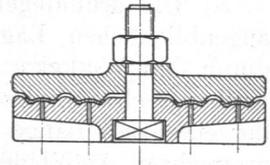


Abb. 774. Presse für die Lederringe des Fernisventils Abb. 772. M. 1:10.

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 Ventilschlitz, der in dem betrachteten Augenblick den Querschnitt f darbietet, 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 :

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

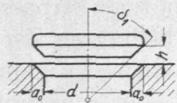


Abb. 775. Ventilteller mit kegelförmiger Sitzfläche.

f kann bei kegeligen, unter dem Winkel δ_1 geneigten Sitzflächen, Abb. 775, bei den meist geringen Hüben 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

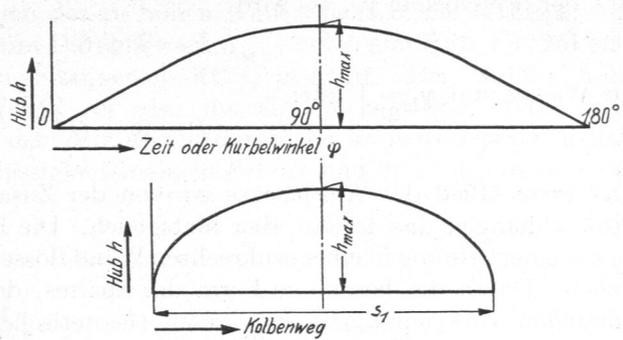


Abb. 776 und 777. Ventillhub in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel und vom Kolbenweg.

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 ξ 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 $v' = \sqrt{2gb}$ verleihen. Durch die besondere Form des Spaltes, des Tellers und der benachbarten Teile entstehen Abweichungen von dieser theoretischen Geschwindigkeit; die tatsächliche mittlere Geschwindigkeit wird:

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

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:

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

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

Völligkeitsgrades 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

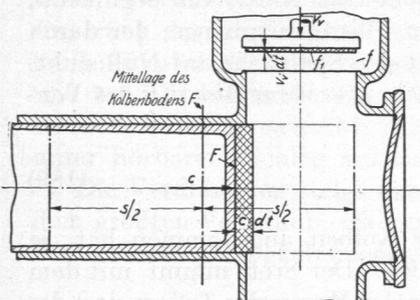


Abb. 778. Zur Wirkung der Verdrängung.

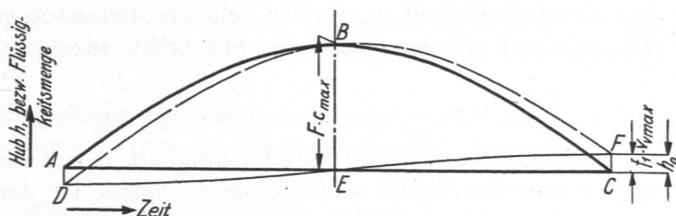


Abb. 779. Wirkung der Verdrängung.

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 Ventilspalt

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.

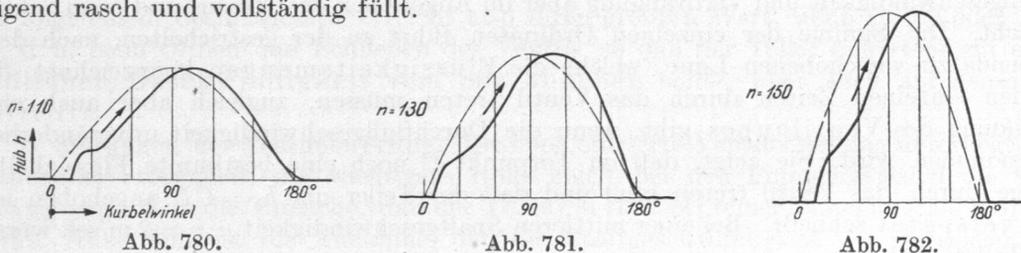


Abb. 780 bis 782. Ventilerhebungslinien des Ventils 6, Zusammenstellung 96, bei verschiedenen Spielzahlen (Berg).

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 Ventilumfangs zu verringern.

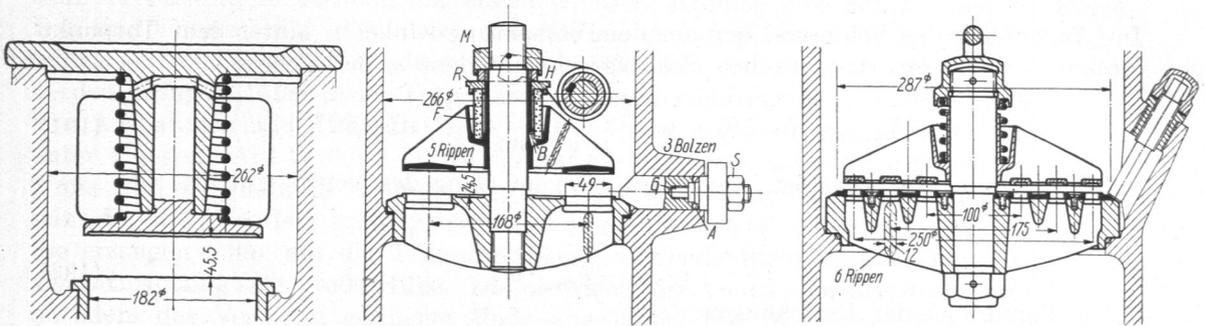


Abb. 783. Tellerventil (betriebsunbrauchbar).

Abb. 784. Einfaches Ringventil, nach Riedler gesteuert.

Abb. 785. Dreispaltiges Ringventil, selbsttätig.

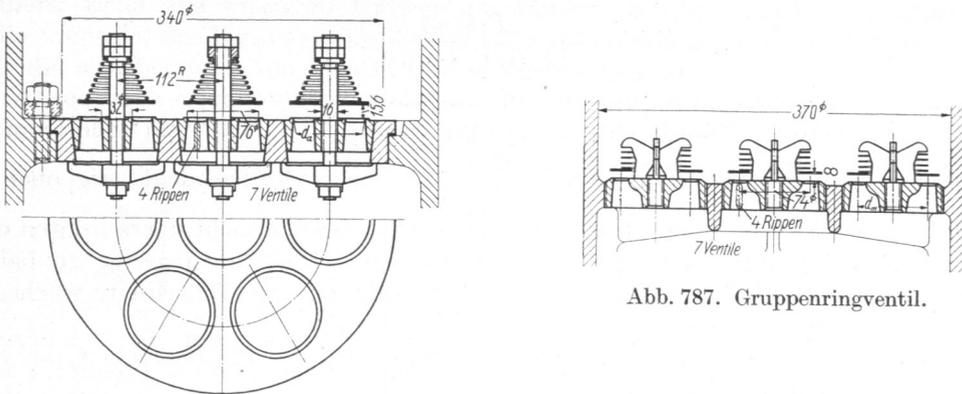


Abb. 786. Gruppentellerventil.

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 stetsgleichen 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 Hüben 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.

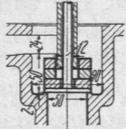
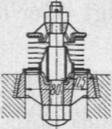
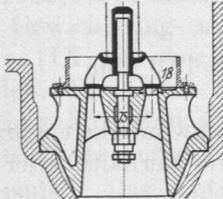
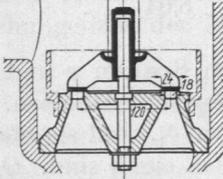
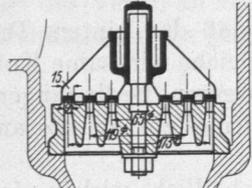
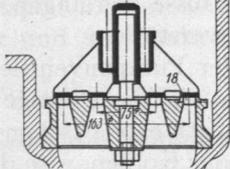
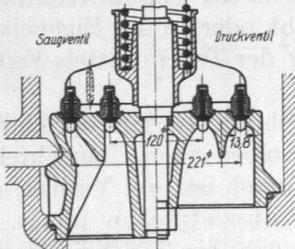
Die endliche Länge der Schubstange äußert sich dadurch, daß das hintere Druck- und das vordere Saugventil einer doppelt wirkenden Pumpe, gleiche wirksame Kolbenflächen auf beiden Seiten vorausgesetzt, unter um so ungünstigeren Bedingungen arbeiten als die andern, je größer das Verhältnis $R:L$ des Kurbelarmes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

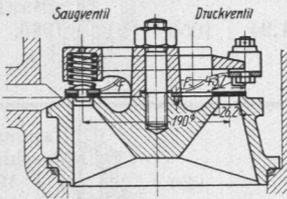
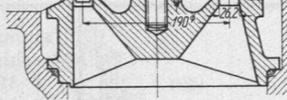
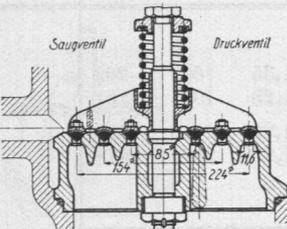
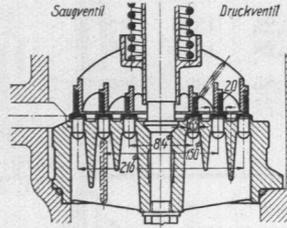
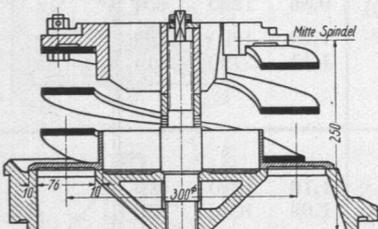
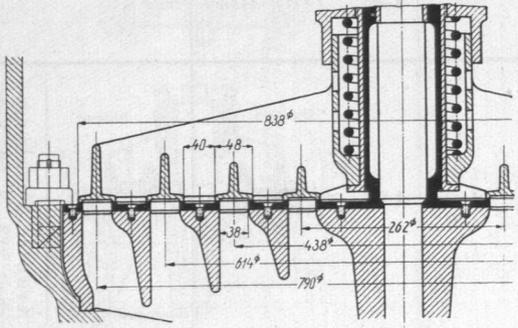
Zusammenstellung 96. An selbsttätigen

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
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		Zweiring- iges 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 Fern- ventil m. kegeligen Sitzen	221 120	13,8	148,1	213,9	8,75 8,41	132 127	} 72,8

Pumpenventilen gefundene Versuchswerte.

k	l	m	n	o			p	q	r	s	t	u	v	w	x																								
				Belastung																																			
				im Totpunkt		bei höchst. Hub																																	
\mathcal{G}_0	b_0 m Wassersäule	\mathcal{G}_{max} kg																																					
Fördermenge Q_0 l/sek	Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v$ m/sek	Tellergewicht in Luft G , kg	Federgewicht im Wasser G' , kg	kg	m	kg	m	Saughöhe	Schlußwinkel ψ	Hub im Totpunkt mm	Zulässige Schlußgeschwindigkeit mm/sek	$C \cdot \sin \delta_1$ der Formel (193)	$n \cdot h_{max}$ mm	$Q_0 \cdot n$ $\frac{l}{sek} \cdot \frac{1}{min}$	Quelle und Bemerkungen																								
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	—	—	—	—	—	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															1,09 0,96	—	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																																						
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: Forschungsarbeit 233, S. 56, Vers. Nr. 3. μ_P vgl. Abb. 789, Linie D

Lfd. Nr.	Skizzen der Ventile, Maßstab 1:10	Art des Ventils	Teller- oder Ring- durchmesser mm	Sitz- weite mm	Tellerunter- fläche = Sitz- fläche = Sitz- querschnitt f_1 cm ²	Spalt- länge l cm	Größ- ter Hub h_{max} mm	Spalt- quer- schnitt f cm ²	Spaltzahl 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).

k	l	m	n	o			p	q	r	s	t	u	v	w	x							
				Belastung												q	r	s	t	u	v	w
				im Totpunkt	bei höchst. Hub	bei höchst. Hub																
Fördermenge Q_0 l/sek	Spaltgeschwindigkeit $\mu \cdot v$ m/sek	Tellergewicht in Luft G in Wasser G'	Federgewicht in Wasser kg	δ_0 kg	b_0 m Wassersäule	δ_{max} kg	Saughöhe m	Schlußwinkel ψ	Hub im Totpunkt mm	Zulässige Schlußgeschwindigkeit mm/sek	$C \cdot \sin \delta_1$ der Formel (193)	$n \cdot h_{max}$ mm	$Q_0 \cdot n$ l/sek	Quelle und Bemerkungen								
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: Forschungsarbeit 233, S. 88, Vers. Nr. 2 u. 3. μ_P 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: Forschungsarbeit 233, S. 90, Vers. Nr. 3 u. 38. μ_P 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: Forschungsarbeit 233, S. 78, Vers. Nr. 32 u. 14. μ_P 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: Forschungsarbeit 233, S. 40, Vers. Nr. 7, 32 u. 13. μ_P 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 Wasserv. Billwärders Insel, Maschine I; Schröder: Z. V. d. I. 1902, S. 661				

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
14		Fünfringiges Wasserwerk- maschinenventil	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).

k	l	m	n	Belastung			q	r	s	t	u	v	w	x
				im Totpunkt		bei höchst. Hub								
				δ_0	b_0 Was- ser- säule									
Förder- menge Q_0 l/sek	Spalt- geschwin- digkeit $\mu \cdot v$ m/sek	Tellergewicht in Luft G in Wasser G' kg	Feder- gewicht in Wasser kg	kg	kg	kg	m	Schluß- winkel ψ	Hub im Totpunkt mm	Zulässige Schlußge- schwindigkeit mm/sek	$C \cdot \sin \delta_1$ der Formel (193)	$n \cdot h_{\max}$ mm min	$Q_0 \cdot n$ l sek min	Quelle und Bemerkungen
192	2,31	139	—	150	0,91	224	2,25	—	—	—	1,23	740	9600	Saugventil
	2,57			200	1,07	216								

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 g 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:

$$\frac{h_0}{h_{\max}} = \frac{\pi \cdot d_m \cdot a}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot h_{\max}}{30} \cdot \frac{1}{\pi \cdot d_m \cdot h_{\max} \cdot \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v} = \frac{\pi a \cdot n}{60 \sin \delta_1 \cdot \mu \cdot v}.$$

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:

$$d_m = \frac{l}{2\pi}. \tag{202}$$

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:

$$D_m = \frac{l}{2\pi} \cdot \frac{1}{z} \tag{203}$$

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

des inneren: $D_1 = D_m - 2m,$
 des mittleren: $D_2 = D_m,$
 und des äußeren: $D_3 = D_m + 2m.$

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)

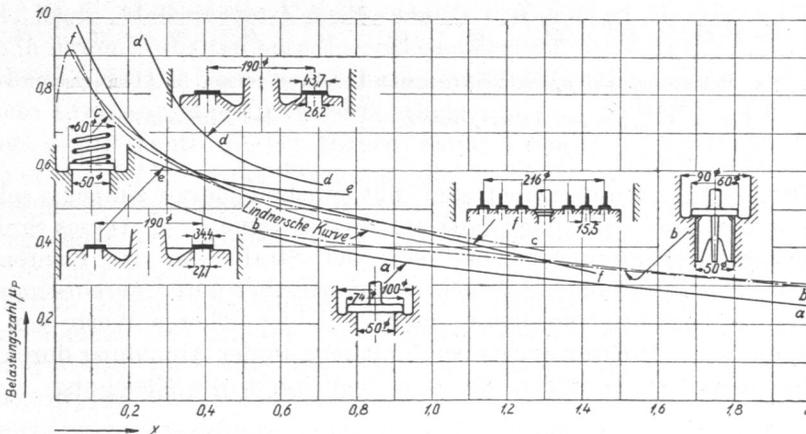


Abb. 788. Belastungszahl μ_P an Ventilen mit ebenen Sitzen in Abhängigkeit von $x = \frac{4h}{d}$ bei Teller-, von $x = \frac{2h}{a}$ bei Ringventilen.

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

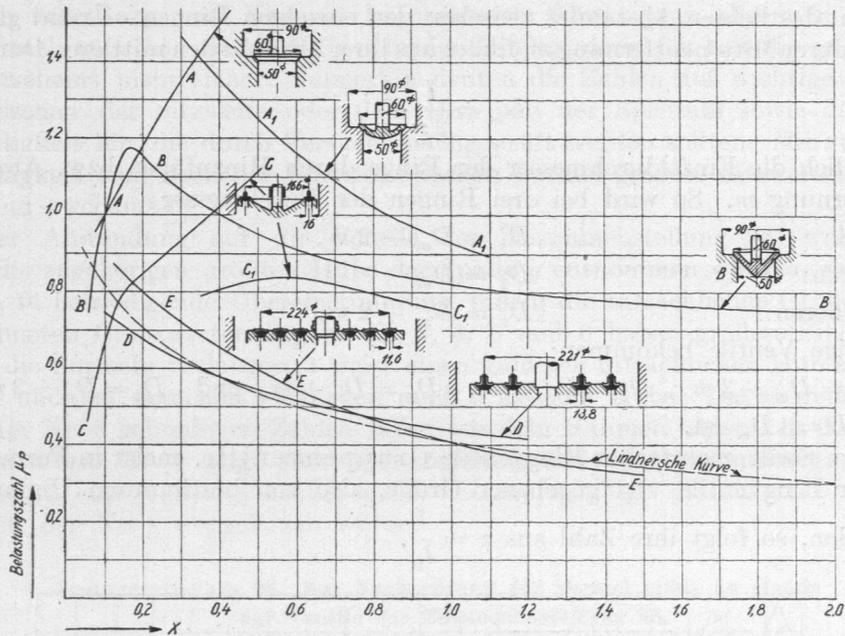


Abb. 789. Belastungszahl μ_P an Ventilen mit kegeligen Sitzen in Abhängigkeit von $x = \frac{4 h \sin \delta_1}{d}$ bei Teller-, von $x = \frac{2 h \sin \delta_1}{a}$ bei Ringventilen.

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 Hüben 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 Hüben 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,

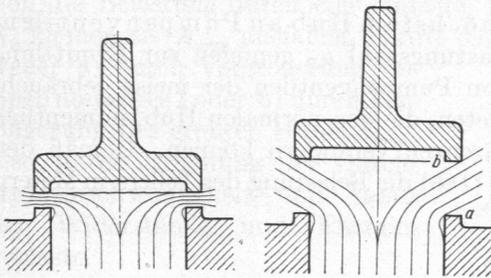


Abb. 790. Strömungszustände an Ventilen mit ebenen Sitzen.

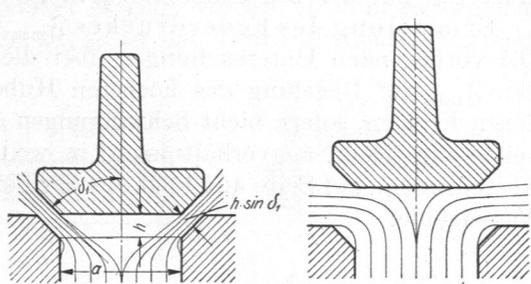


Abb. 791. Strömungszustände an Ventilen mit kegeligen Sitzen.

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. Mehrstufige 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 Hüben 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 Flüssigkeitsdrücken wirken die Belastung P und im Falle stehender Ventile das Eigengewicht entgegen, während die Massenkräfte des in Bewegung befindlichen

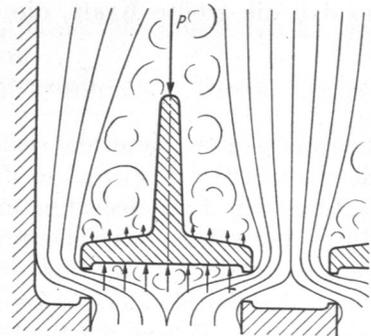


Abb. 792. Wirbelbildung an Ventilen.

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 Tellermasse 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 Tellerweights 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 weicheren 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 Tellermasse 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 $\mathfrak{F}_{\text{max}}$ 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-

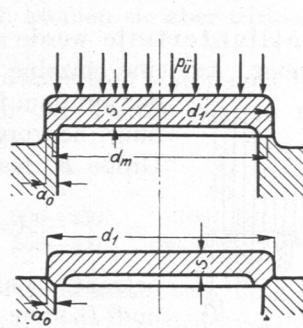


Abb. 793. Zur Berechnung des Auflagedrucks oder der Sitzbreite an Tellerventilen.

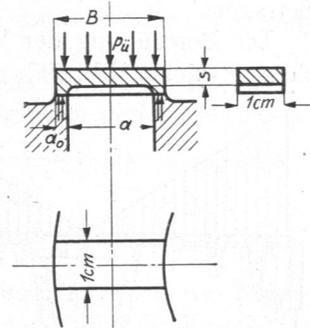


Abb. 794. Zur Berechnung des Auflagedrucks oder der Sitzbreite an Ringventilen.

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:

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

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:

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

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:

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

oder die Stärke aus:

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

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 Kreisabschnitt von der Größe F_1 lastet und der:

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

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:

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

und der an den Enden erforderliche Querschnitt:

$$b \cdot h_2 = \frac{A}{k_s} \tag{219}$$

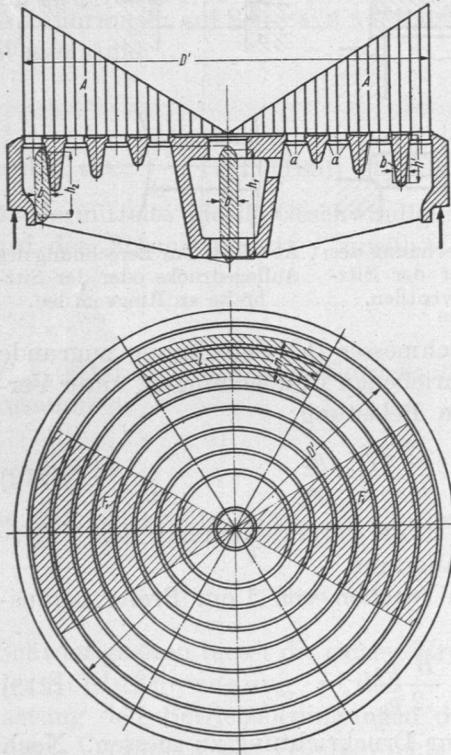


Abb. 795. Zur Berechnung des Unterteils mehrspaltiger Ringventile.

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-

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

$$\frac{A' \cdot l}{8} = \frac{l^2 \cdot m \cdot p_{\bar{u}}}{8},$$

das bei rechteckigem oder annähernd rechteckigem Querschnitt ein Widerstandsmoment:

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

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 Ventilumfang 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 doppelwirkende 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 $p_{\bar{u}} = 5,6$ 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 $a = 3 \cdot h_{\max} = 24 \text{ mm}$ und der Breite $a_0 = 3 \text{ mm}$ der ebenen Sitzflächen folgt aus Abb. 796 die Mittenentfernung zweier Ringe $m = 54 \text{ mm}$, 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 $k_b = 200 \text{ kg/cm}^2$ (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 $s = 5 \text{ mm}$.

Auflagedruck im Sitz (213):

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

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

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

	Wird z angenommen zu	3	4	5 Ringen,
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

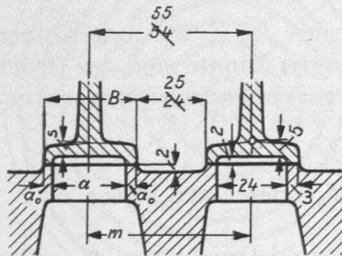


Abb. 796. Gestaltung der Ringe am Pumpenventil für $42,5 \text{ l/sek}$, Abb. 797. M. 1 : 2,5.

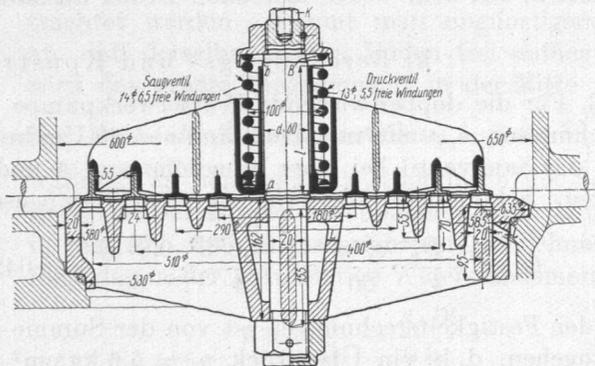


Abb. 797. Vierspaltiges Ringventil von 780 cm^2 Spaltquerschnitt für $42,5 \text{ l/sek}$, $5,6 \text{ at}$ Überdruck und 50 Spiele in der Minute. M. 1 : 10. Die linke Hälfte zeigt das Saug-, die rechte das Druckventil.

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.

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

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

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:

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

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

Die mittleren und inneren Rippen sind mit 185 und 162 kg/cm^2 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:

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

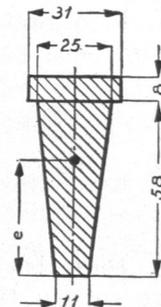


Abb. 798. Querschnitt der äußersten Ringrippe des Ventils Abb. 797.

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:

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

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 Hüben 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 $\overline{E9}$ der Linie D auf der Abszissenachse entsprechend, zusammengedrückt sein.

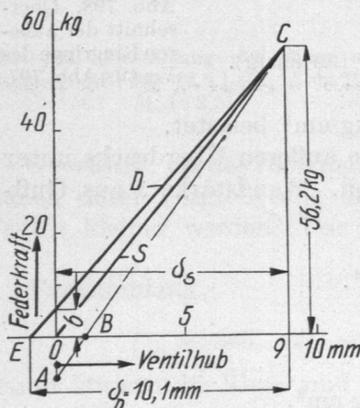


Abb. 799. Federkurven zum Ventil
Abb. 797.

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:

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

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 .					
\bar{F}_{max} bei höchstem Hub . kg	—	—	29,4	3,8	4,4
\bar{F}_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 Gummischnüre *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 ausgeprobt 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. 55 a, 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 Anfrassungen 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-

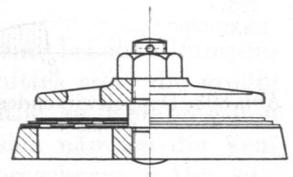
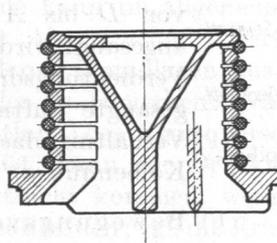
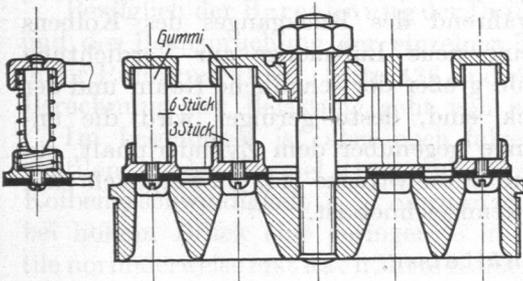


Abb. 800. Ventil der Garvenswerke, Hannover.

Abb. 801. Ventil von Körting, Hannover.

Abb. 802. Kinghornventil, Hannover.

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.

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:

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

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:

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

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

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.

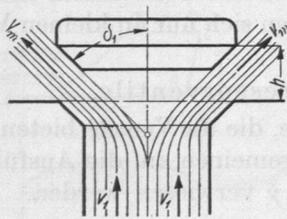


Abb. 804. Strömung in kegeligem Luftventil.

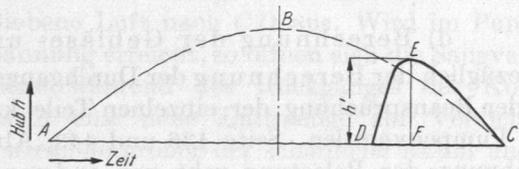


Abb. 805. Zur Bewegung von Kompressorventilen.

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:

$$P_1 = \frac{6,22}{1000000} f_1 \cdot v^2 \quad \text{und} \quad P_2 = \frac{12,44}{1000000} \cdot \gamma_1 \cdot v_1^2. \quad (224)$$

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 Hüben 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 $\frac{\varphi}{2\pi} = \frac{t}{60}$:

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

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 Siegener 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.

Selbstverständlich sucht man auch hier die Saug- und Druckventile möglichst gleichartig, unter Verwendung derselben Modelle und Bearbeitungswerkzeuge, zugunsten billiger Herstellung durchzubilden.

Im übrigen sei die konstruktive Gestaltung an Hand einiger Beispiele durchgesprochen.

Abb. 806 zeigt links ein Saug-, rechts ein Druckventil eines älteren Kompressors mittlerer Abmessungen. Die Teller sind aus einem Stück mit den hohl ausgebildeten Führungszylindern hergestellt, die, sehr sorgfältig in langen Bohrungen geführt, von außen, auch während des Betriebes nachstellbare Federn aufnehmen. Sehr ungünstig ist aber ihr großes Gewicht, das beträchtliche Massenwirkungen zur Folge hat.

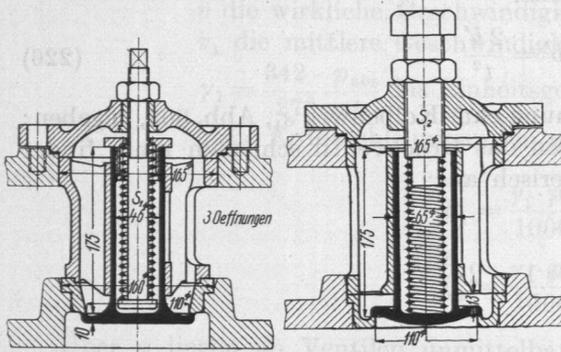


Abb. 806. Saug- und Druckventil eines Kompressors (ältere Ausführung).

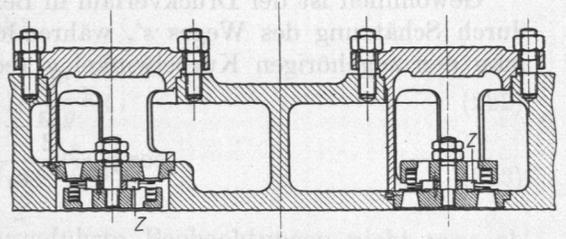


Abb. 807. Kompressorsaug- und -druckventil (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg).

Um diese bei größeren Spielzahlen einzuschränken, führt man die Teller in neuerer Zeit mehr und mehr als einfache, ebene, möglichst leichte Platten aus, die an Rippen, Stiften, Lenkern oder an Belastungsfedern geführt werden.

So zeigt Abb. 807 nach einer Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik A.-G., Duisburg, leichte Stahlplatten, deren Lage gegenüber dem Sitz durch die Rippen der Zwischen-

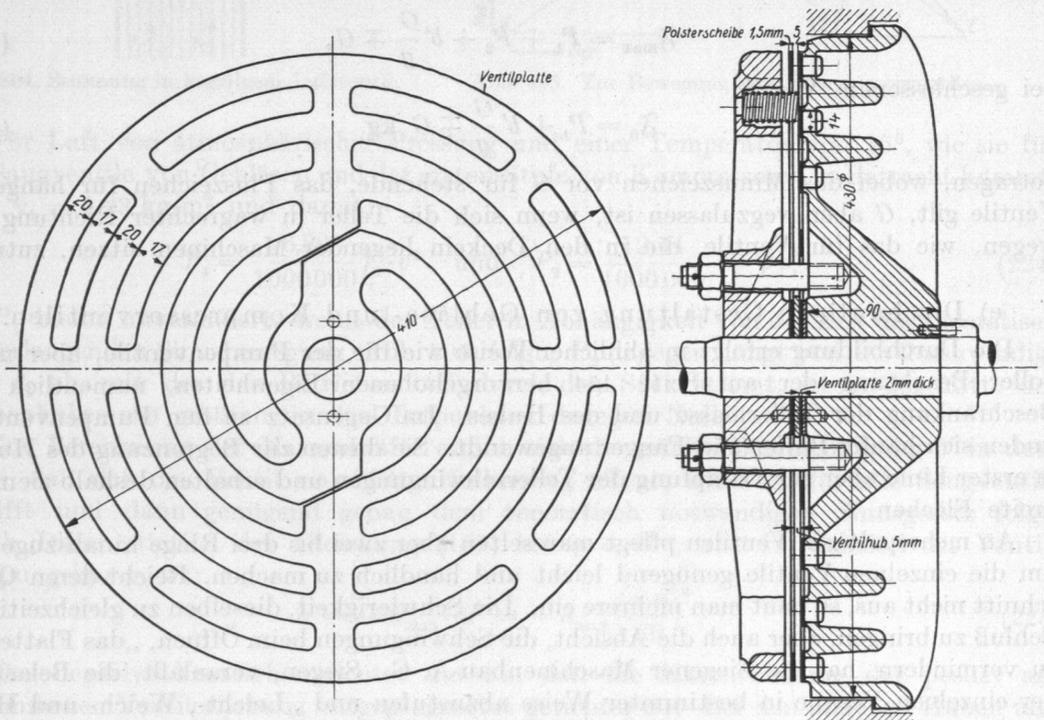


Abb. 808. Hörbigergeläseventil, Bauart Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Links Aufsicht auf die in-
folge der beiden schrägen Schlitzte in sich federnde Ventilplatte. M. 1 : 5.

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

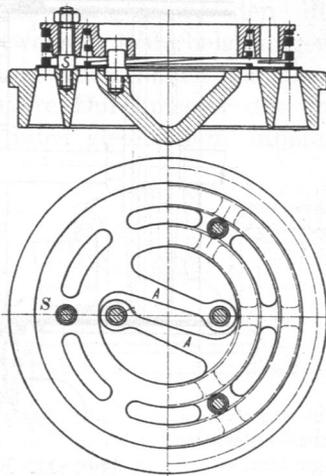


Abb. 809. Gebläseventil, Borsig, Berlin.

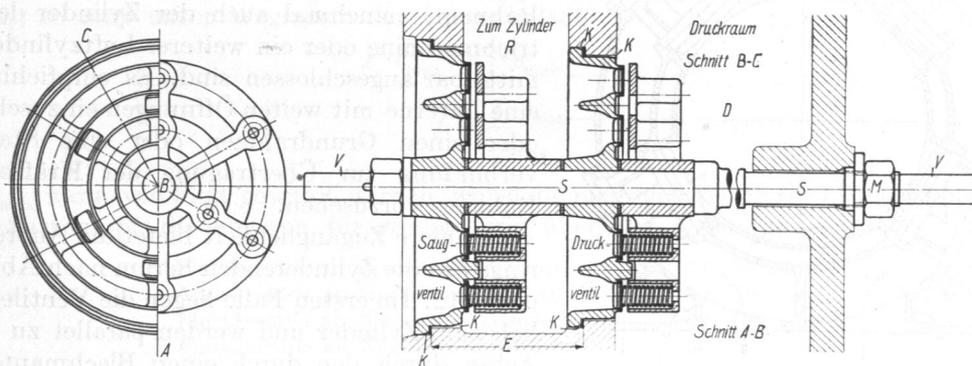


Abb. 810. Stahlwerkgebläseventile. Gutehoffnungshütte, Oberhausen.

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 an betrifft, 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-

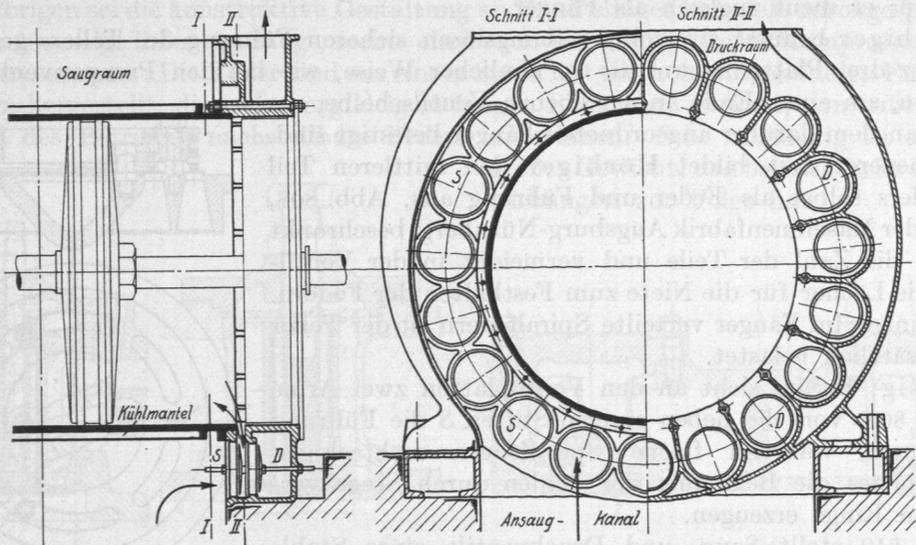


Abb. 811. Konzentrische Anordnung der Ventile am Zylinderende.

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.

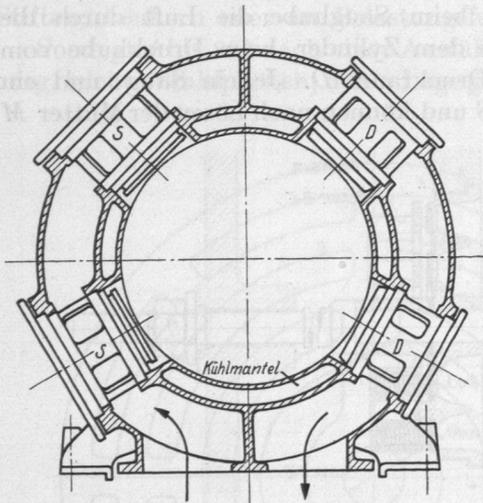


Abb. 812. Radiale Anordnung der Ventile am Zylinder.

Nachteilig ist bei großen Maschinen die geringe Zugänglichkeit der Ventile am vorderen Ende doppelwirkender 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.