

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

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

## 2. Gebläse- und Kompressorventile.

### a) Wirkungsweise.

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

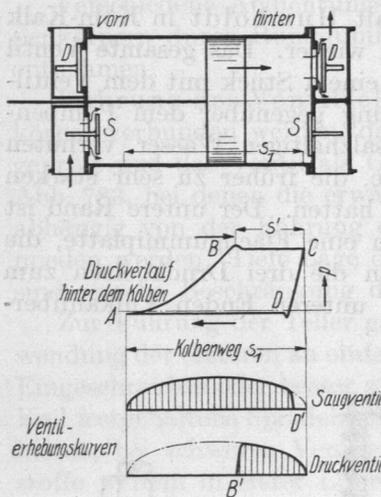


Abb. 803. Doppeltwirkendes Kolbengebläse.

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

### b) Bewegungsverhältnisse.

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

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

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

### c) Grundformen und Werkstoffe.

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

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

### d) Berechnung der Gebläse- und Kompressorventile.

Bezüglich der Berechnung der Durchgangquerschnitte, die die Ventile bieten müssen und der Beanspruchung der einzelnen Teile kann im allgemeinen auf die Ausführungen unter Pumpenventilen, Seite 436 und 443, Absatz  $\alpha$  und  $\gamma$  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  $\mu$  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:  $p_{\text{abs}}$  den Druck, unter dem das Ventil arbeitet, in at,

$f_1$  die Tellerunterfläche in  $\text{cm}^2$ ,

$v$  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  $t^\circ$  in  $\text{kg/m}^3$ ,

$g$  die Erdbeschleunigung in  $\text{m/sek}^2$ ,

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  $\psi$  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.

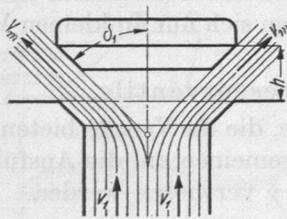


Abb. 804. Strömung in kegeligem Luftventil.

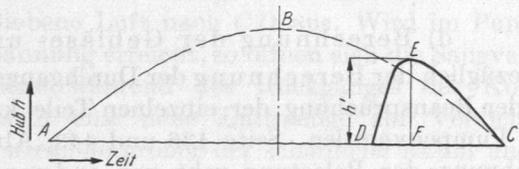


Abb. 805. Zur Bewegung von Kompressorventilen.

Für Luft von atmosphärischer Pressung und einer Temperatur von  $15^\circ$ , 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 Ventilhubkurve, 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  $\varphi$  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.

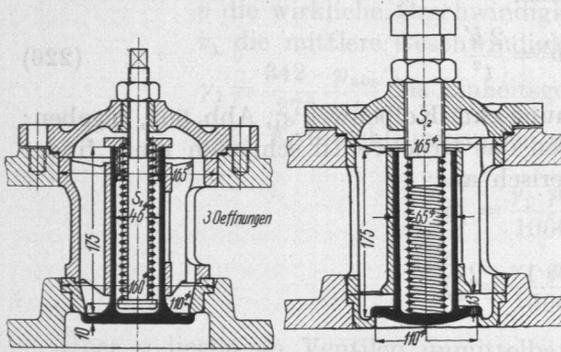


Abb. 806. Saug- und Druckventil eines Kompressors (ältere Ausführung).

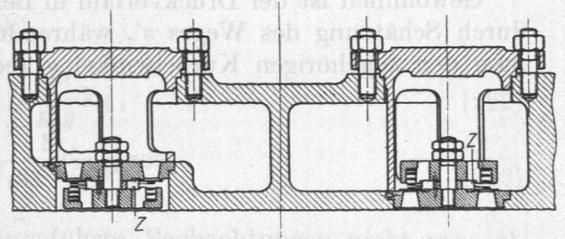


Abb. 807. Kompressorsaug- und -druckventil (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg).

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-

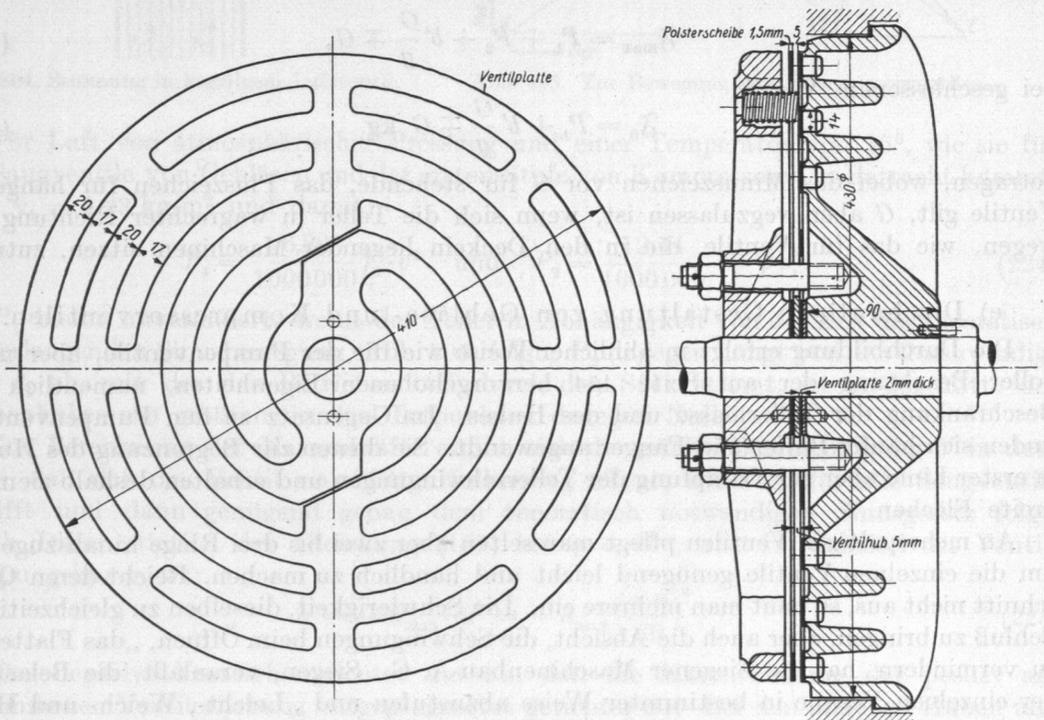


Abb. 808. Hörbigergeläseventil, Bauart Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Links Aufsicht auf die in-  
folge der beiden schrägen Schlitzte in sich federnde Ventilplatte. M. 1 : 5.

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  $M$

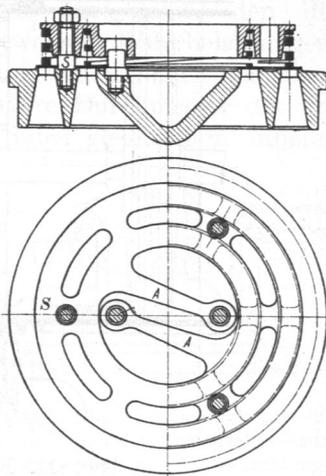


Abb. 809. Gebläseventil, Borsig, Berlin.

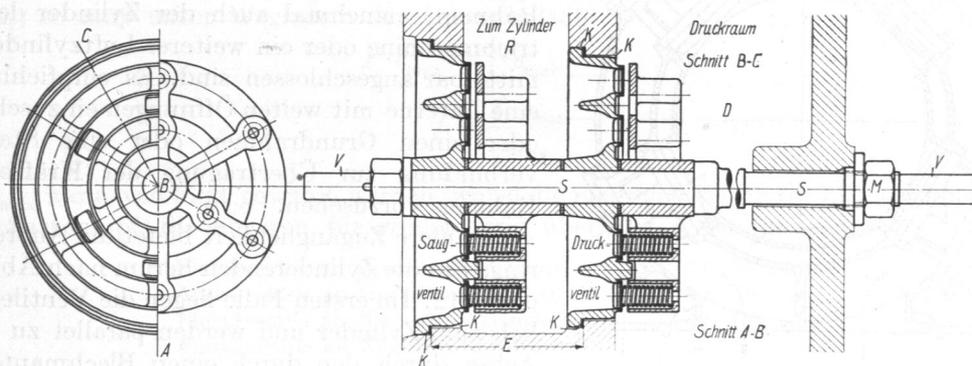


Abb. 810. Stahlwerkgebläseventile. Gutehoffnungshütte, Oberhausen.

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-

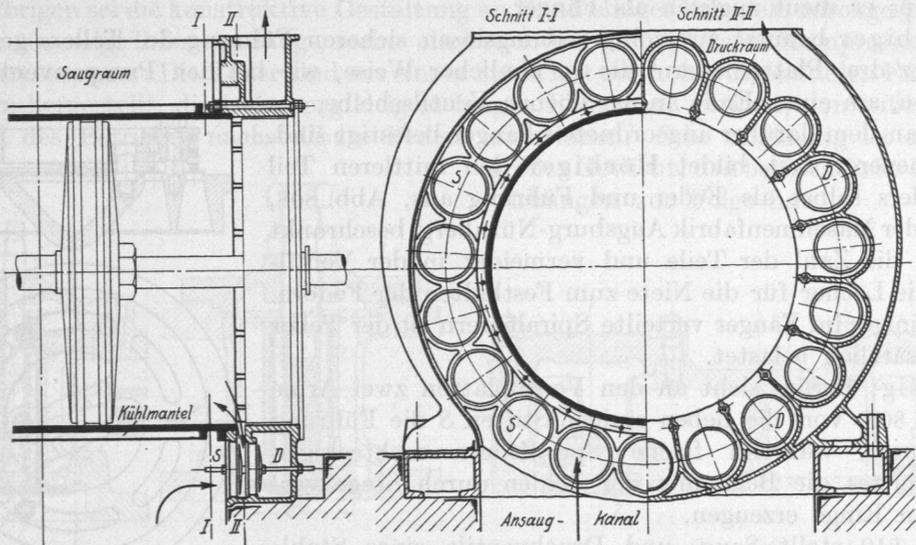


Abb. 811. Konzentrische Anordnung der Ventile am Zylinderende.

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.

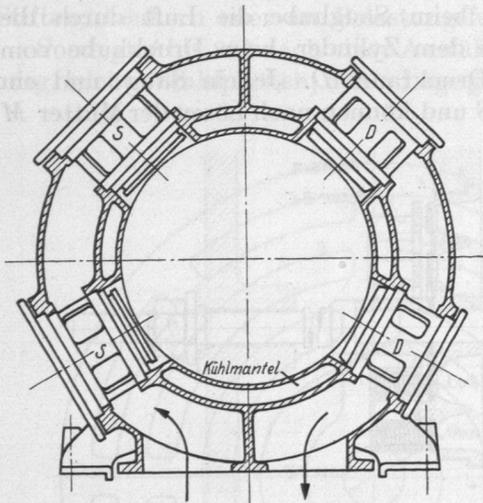


Abb. 812. Radiale Anordnung der Ventile am Zylinder.

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 werden<sup>1)</sup>.

### 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.

<sup>1)</sup> Vgl. hierzu Z. V. d. I. 1912, S. 463.