

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-

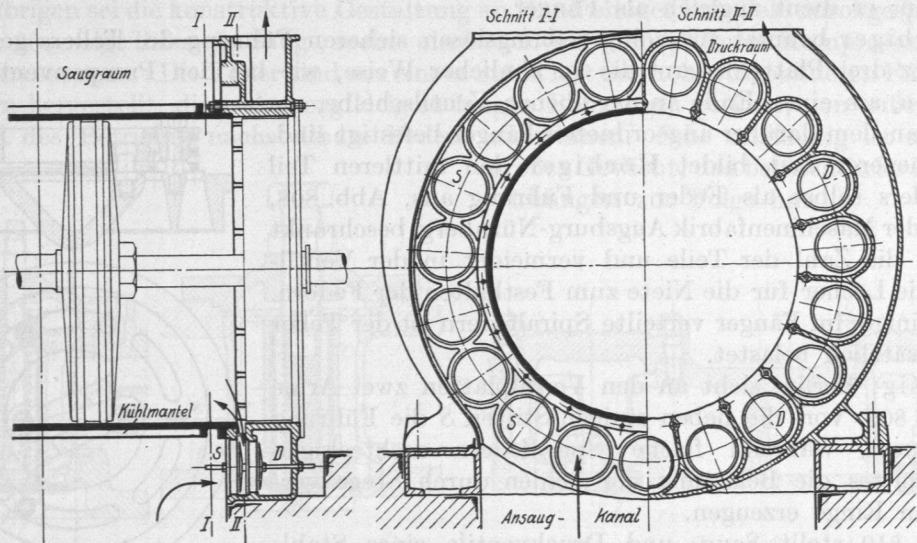


Abb. 811. Konzentrische Anordnung der Ventile am Zylinderende.

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.

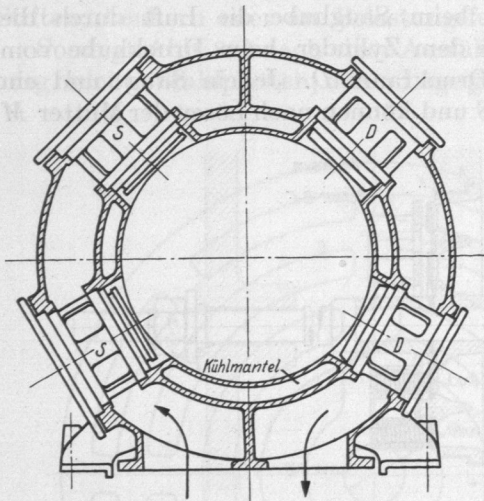


Abb. 812. Radiale Anordnung der Ventile am Zylinder.

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

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

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

C. Gesteuerte Ventile.

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

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

1. Doppelsitzventile.

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

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

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

gegossen und die

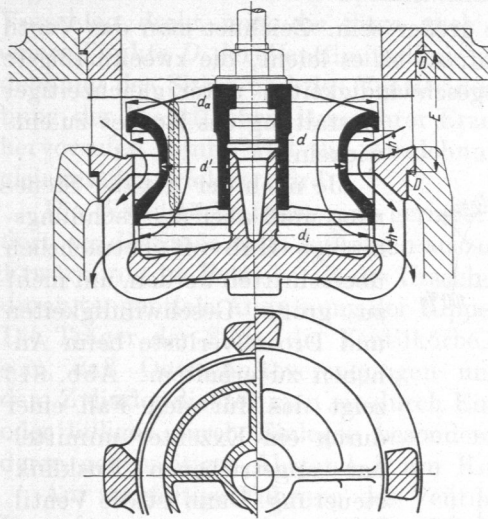


Abb. 813. Doppelsitzventil mit Korb.

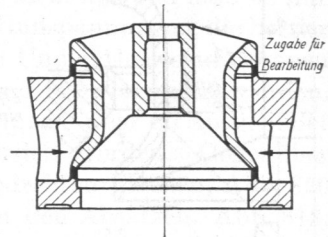


Abb. 814. Doppelsitzventil mit gleich großen Sitzdurchmessern, mit dem Korb zusammengegossen.

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

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

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

oder

$$f = \frac{F \cdot c_{\text{max}}}{v_{\text{max}}} \tag{229}$$

sein.

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

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

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

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

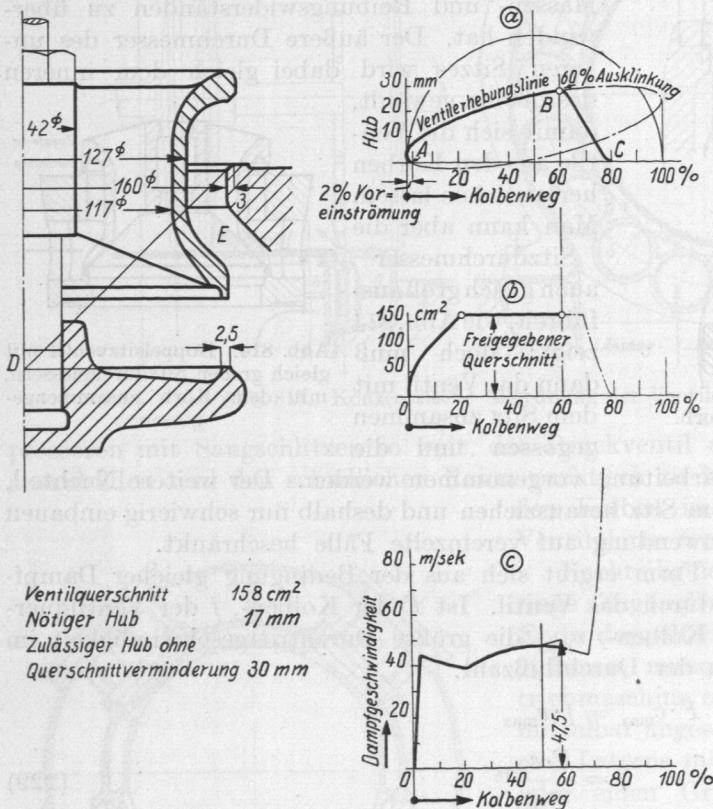
An einem zweisitzigen Ventil muß nun die halbe Dampfmenge innerhalb, die andere Hälfte außerhalb der Ventilwand durchströmen, an diesen beiden Stellen also ein Querschnitt von je $0,5 f \text{ cm}^2$ vorhanden sein. Damit folgt die Größe von d' , Abb. 813, sofern keine äußeren Führungsrippen vorhanden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

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

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

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

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



Ventilquerschnitt 158 cm^2
 Nötiger Hub 17 mm
 Zulässiger Hub ohne
 Querschnittverminderung 30 mm

Abb. 815. Ventilerhebungslinie und Dampfgeschwindigkeiten an einem Doppelsitzventil.

Querschnitt $f_{\max} = 158 \text{ cm}^2$ erreicht ist und maßgebend bleibt, Kurve b. Endlich gestalten die Beziehungen $v = \frac{F \cdot c}{f_w}$, $v_{\max} = \frac{F \cdot c_{\max}}{f_{\max}}$, $\frac{c}{c_{\max}} \approx \sin \varphi$, wenn φ den Kurbelwinkel bedeutet, die auftretenden wirklichen Dampfgeschwindigkeiten:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

2. Gesteuerte Ventile an Pumpen und Gebläsen.

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

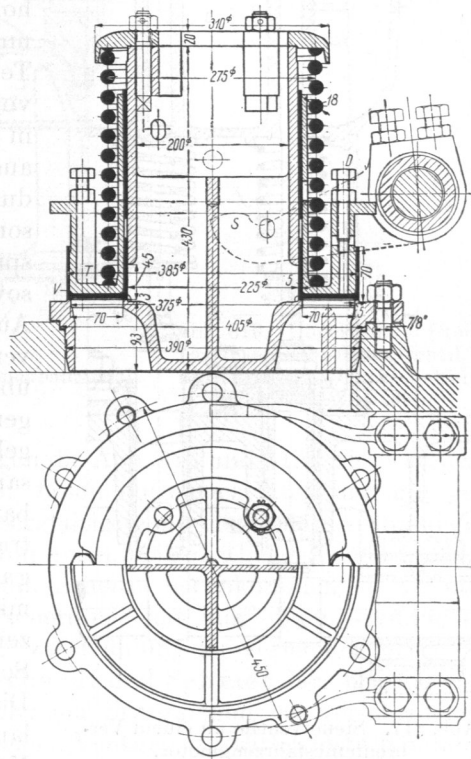


Abb. 816. Indirekt gesteuertes Gebläseventil nach Riedler. M. 1:10.

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

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

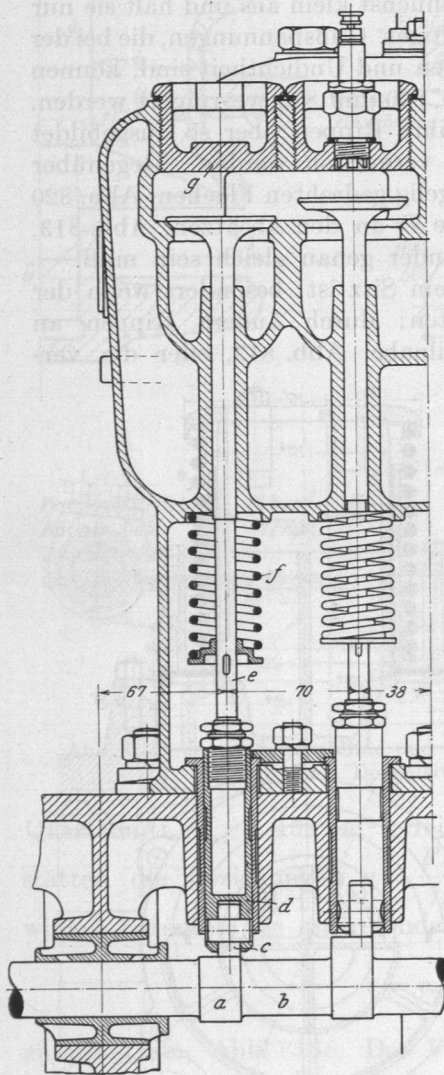


Abb. 817. Steuerventile an einem Verbrennungsfahrzeugmotor.

3. Gesteuerte Ventile an Verbrennungsmaschinen.

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

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

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

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

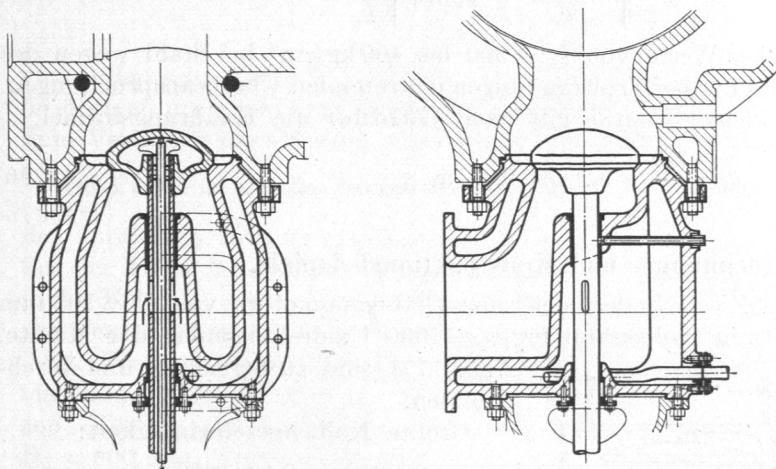


Abb. 818. Gekühltes Großgasmaschinen-Auslaßventil, Maschinenbauanstalt Augsburg-Nürnberg.

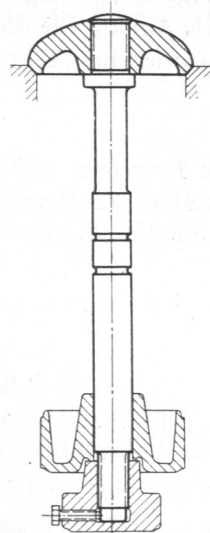


Abb. 819. Ungekühltes Großgasmaschinen-Auslaßventil, Ehrhardt & Seher, Schleifmühle, Saarbrücken.

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

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

an Großgasmaschinen 75 m/sek,

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

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

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

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

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

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

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

zugrunde, wobei p den Betriebsdruck in at, d_a und d den Außen- und Innendurchmesser des Sitzes bedeuten. p_0 findet man zu etwa 100 kg/cm^2 an kleineren, zu 150 bis 200 kg/cm^2 an großen Ventilen.

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

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

unter Einsetzen mäßig hoher Werte von $k_b = 300$ bis 400 kg/cm^2 bei Stahl wegen des oft stoßweisen Betriebs und der bei Frühzündungen eintretenden Überbeanspruchungen. Für die Spindelstärke d_0 kleiner Ventile gilt nach Güldner die Erfahrungsformel:

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

4. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

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

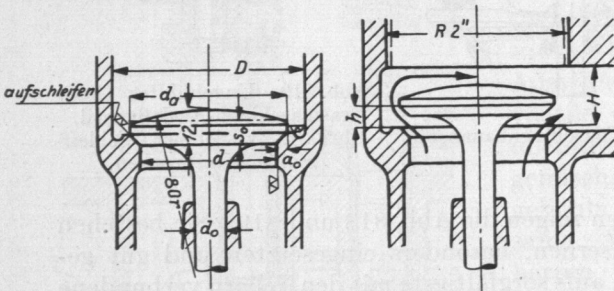


Abb. 819a. Ventil zum Fahrzeugmotor von 105 mm Bohrung, 130 mm Hub und 1000 Umläufen in der Minute.
M. 1:2,5.

Größte Kolbengeschwindigkeit:

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

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

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

Lichter Ventildurchmesser nach (233):

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

Ausgeführt $d = 45 \text{ mm}$, Abb. 819a.

Telleraußendurchmesser bei $p_0 = 100 \text{ kg/cm}^2$ Auflage- und $p = 25 \text{ at}$ Zünddruck:

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

Danach Mindestsitzbreite $a_0 = 3,5 \text{ mm}$.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

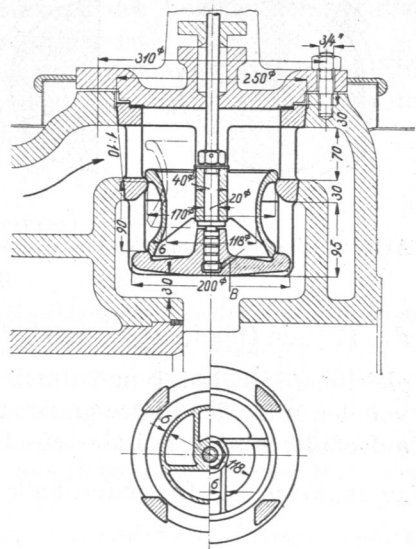


Abb. 820. Doppelsitzeinströmventil am Niederdruckzylinder der Maschine Tafel I. M. 1 : 10.

Ventilsitzdurchmesser im Lichten d_e gemäß Formel (230):

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

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

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

Mindesthub bei ebenem Sitz:

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

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

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

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

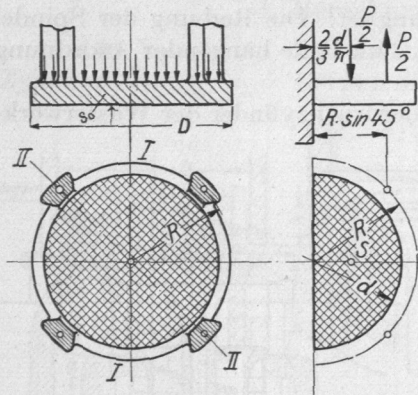


Abb. 821. Zur Berechnung des Ventilkorbodens.

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

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

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

im zweiten:

$$\sigma'_b = 6 \frac{\frac{P}{4} \cdot R - \frac{P}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{\pi}}{D \cdot d_0^2} = 6 \frac{\frac{2724}{4} \cdot 10 - \frac{2724}{3} \cdot \frac{17}{\pi}}{20 \cdot 2^2} = 142 \text{ kg/cm}^2;$$

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

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

auf Zug beansprucht.

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

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

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

gewählt 185 mm.

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

ausgeführt in Rücksicht auf die äußeren Führungsrippen 142 mm Durchmesser.

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

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

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

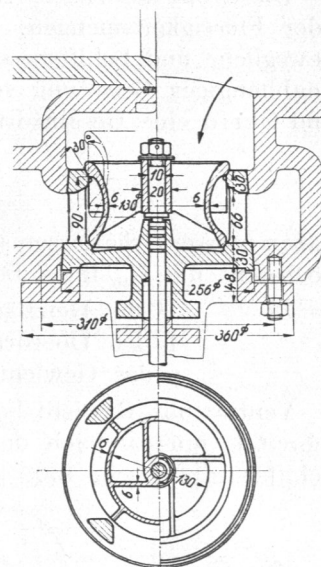


Abb. 822. Doppelsitzauslaßventil am Niederdruckzylinder der Maschine Tafel I. M. 1:10.

D. Ventile für Sonderzwecke.

1. Sicherheitsventile.

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

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