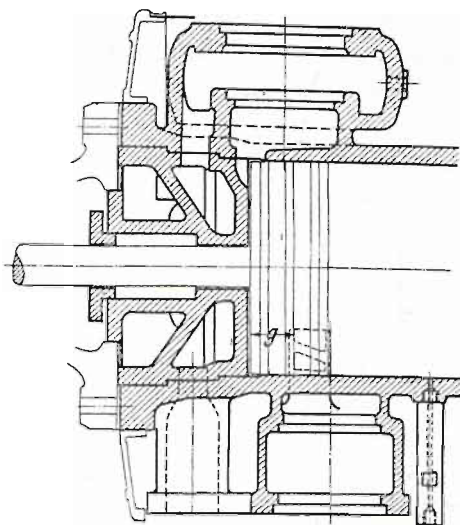


presji, zawór wylotowy zamyka się znacznie wcześniej, niż wspomniana krawędź tłoka dochodzi w jego drodze powrotnej do krawędzi *B*.

Rysunek 146 przedstawia inne konstrukcyjne rozwiązanie zasad, urzeczywistnionych w budowie ostatnio omawianej. Zamiast łbic zastosowano tutaj, ze względu na udogodnienie dostępu do tłoka, pokrywę ogrzewaną płynącą parą dolotową, skutkiem czego zawór wlotowy znajduje się



Rys. 146.

w skrzynce, przylanej do cylindra. W celu osiągnięcia szczelności dwie powierzchnie każdej pokrywy (przednia może być też przylana do cylindra) muszą być doszlifowane do cylindra, co przy większej średnicy od około 600 mm może sprawiać dość duże trudności.

Ze względu na uzyskanie lepszej szczelności, niektóre wytwórnie używają w budowach, przedstawionych na rys. 145 i 146, zawory tłoczkowe w układzie pionowym lub poziomym jako organy wylotowe.

## § 40. OBLICZANIE ZAWORÓW.

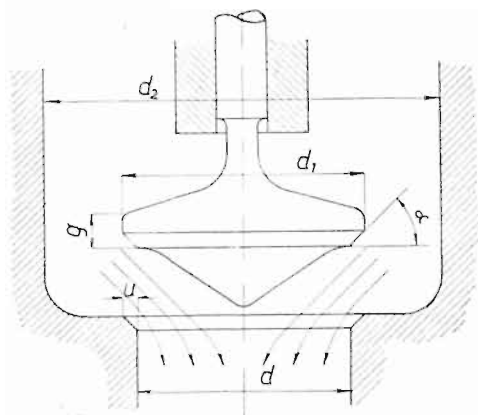
Wolne przekroje przepływowe zaworów oblicza się na podstawie wzorów, podanych w § 3, w którym zaznaczono

także średnie wartości dla prędkości pary  $v_e$  podczas wlotu i dla prędkości  $v_a$  podczas wylotu. Poszczególne, obecnie najczęściej używane w maszynach parowych rodzaje zaworów omówimy kolejno.

#### A. Zawory jednosiedzeniowe.

Potrzebną wielkość przekroju przepływowego w zaworze jednosiedzeniowym (rys. 147) obliczamy ze wzoru:

$$1) \quad f = \frac{F \cdot c_m}{v} \quad (\text{patrz § 3}).$$



Rys. 147.

Siodło zaworu jednosiedzeniowego jest zwykle pochylone pod kątem  $\alpha$ , wynoszącym  $45^\circ$ , aby uzyskać łatwiejsze docieranie zaworu i lepsze podchwycenie uderzenia zaworu o siedło, wobec czego przekrój przepływowy wynosi:

$$2a) \quad f = \pi \cdot d \cdot h \cdot \cos \alpha = \frac{F \cdot c_m}{v}, \quad \text{jeśli przez } h \text{ ozna-}$$

czyzny skok zaworu; — przy siedle prostym przekrój ten wynosił by:

$$2b) \quad f = \pi \cdot d \cdot h = \frac{F \cdot c_m}{v}.$$

Drugostronnie przekrój przepływowy określony jest przekrojem rury o średnicy  $d$ , czyli:

$$3) \quad f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{F \cdot c_m}{v}.$$

Ze wzorów 2a) i 3), względnie 2b) i 3) wynika, że przy całkowitym wyzyskaniu przekroju rury o średnicy  $d$  należało by wykonywać skok zaworu:

4)  $h = \frac{d}{4 \cdot \cos \alpha} \cong \frac{d}{3}$  przy siodle pochylonym pod kątem  $45^\circ$ , względnie:

5)  $h = \frac{d}{4}$  przy siodle prostym.

Wzory 4) i 5) wskazują na to, że jednosiedzeniowy zawór musi posiadać bardzo duży skok, jeżeli przekrój o średnicy  $d$  ma być całkowicie wyzyskany. Ponieważ osiągnięcie dużego skoku zaworu za pomocą normalnego mechanizmu stawidłowego sprawia duże trudności, zwłaszcza w maszynach szybkobieżnych, przeto zwykle stosuje się mniejszy skok od wynikającego ze wzorów 4) i 5) (np. w silnikach spalinowych), a oblicza się wymiary zaworu jednosiedzeniowego podług wzoru 2a) względnie 2b), uzależniając średnicę zaworu od przyjętego skoku.

W maszynach parowych, w których na wlotowy zawór jednosiedzeniowy w chwili jego otwierania działa ciśnienie pary dolotowej, zależy nam jednak bardzo na możliwie małych jego wymiarach w celu osiągnięcia nie za dużego obciążenia mechanizmu stawidłowego, bo przez wysokie ciśnienie kompresyjne uzyskuje się tylko częściowe odciążenie zaworu. Z tej przyczyny, jak i w celu uzyskania możliwie małych powierzchni oraz przestrzeni szkodliwych pożądane jest w maszynie parowej możliwie całkowite wyzyskanie rury o średnicy  $d$ , czyli stosowanie zaworów o możliwie małej średnicy, co wymaga dużego skoku zaworu. Ostatni można osiągnąć nawet w krótkim czasie, jakiego wymagają małe napełnienia, za pomocą specjalnego mechanizmu stawidłowego, który np. stosuje prof. Stumpf w swej maszynie przelotowej. Należy też przypuszczać, że zawór jednosiedzeniowy ze względu na swą szczelność zdobędzie w maszynach parowych, pracujących z bardzo wysokimi ciśnieniami, znowu większe znaczenie.

Średnicę  $d_1$  zaworu wykonywamy  $d+4$  aż do  $d+10$  mm w zależności od wielkości zaworu; — ze względu na możli-

wie najmniejsze obciążenie mechanizmu stawidłowego poleca się stosować możliwie wąską powierzchnię uszczelniającą  $u$ . Średnicę  $d_2$  skrzynki zaworowej obliczamy ze wzoru:

$$6) \quad \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \geq 1,1 f: -$$

we wzorze tym dodaliśmy 10%, ponieważ ścianki skrzynki nie są obrobione.

Grubość  $g$  grzybka obliczamy ze wzoru:

$$7) \quad k_s = \frac{d^2 \cdot p^{st}}{4 \cdot g^2} \leq 450 \text{ kg/cm}^2, \text{ jeżeli grzybek wyko-}$$

nano ze stali zlewnej.

### B. Zawory rurowe.

Zawory rurowe są w maszynach parowych obecnie najwięcej rozpowszechnione, ponieważ można w nich uzyskać z łatwością bardzo znaczne odciążenie.

Rurowy zawór wlotowy widzimy na rys. 148. Po przyjęciu prędkości pary  $v_e$  podług § 3 obliczamy potrzebny wolny przekrój przepływowy zaworu ze wzoru:

$$f_v = \frac{F \cdot c_m}{v_e}.$$

Przekrój otrzymany musimy, podobnie jak w maszynach suwakowych, po zaprojektowaniu mechanizmu stawidłowego skontrolować, celem przekonania się, czy dławienie pary nie jest zbyt duże (patrz § 48).

Ponieważ zawór rurowy posiada dwa siodła, przeto skok jego nie potrzebuje być zbyt duży, aby wyzyskać przekrój o średnicy  $d$ . Skutkiem tego dla obliczenia rurowego zaworu zwykle nie jest miarodajny skok jego największy, jak dla zaworu jednosiedzeniowego, lecz tylko wolny przekrój w rurze o średnicy  $d$ , któremu odpowiada pewien skok zaworu, nazywany skokiem normalnym  $h$ . W razie nastawienia przez mechanizm stawidłowy większego skoku od normalnego nie może jednak przez zawór przepłynąć więcej pary, niż dozwala jego średnica  $d$ . Jeżeli wprowadzimy oznaczenia, podane na rys. 148 i 149 oraz określimy przez  $x$  — ilość żeber w zaworze, przez  $l$  i  $s$  —

ich długość względnie grubość i przez  $h$  skok normalny zaworu, to wolny przekrój zaworu wlotowego obliczamy ze wzoru:

$$1) \quad f_e = \pi \cdot (d + d_1) \cdot h = \\ = 0,9 \left[ \frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2) + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - x \cdot l \cdot s \right].$$

We wzorze powyższym uwzględniono nieobrobione ścianki w przekroju przepływowym zaworu przez wprowadzenie współczynnika 0,9.

Poszczególne średnice zaworu należy tak dobrać, aby uczyniły zadość warunkom:

$$2a) \quad \pi \cdot d \cdot h = 0,9 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_2^2),$$

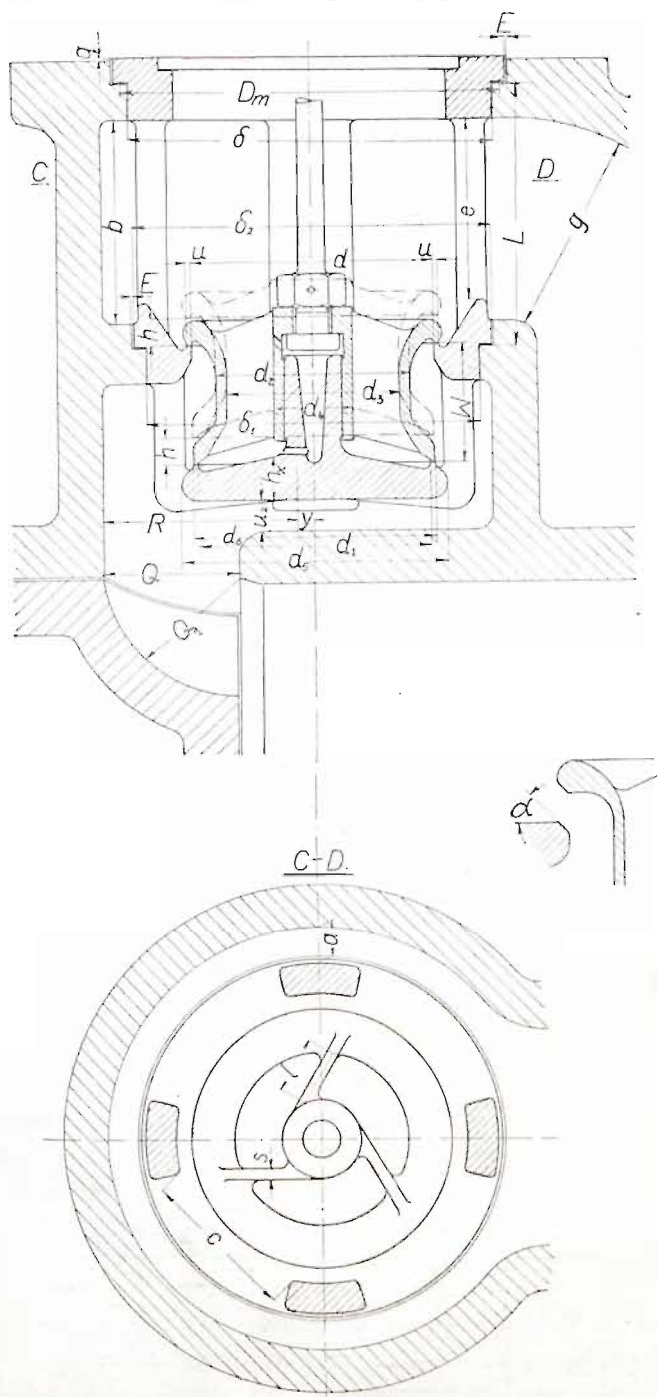
$$2b) \quad \pi \cdot d_1 \cdot h = 0,9 \left[ \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - x \cdot l \cdot s \right].$$

Wzory 2a) i 2b) są miarodajne dla siodeł prostych (patrz rys. 148), natomiast dla siodeł pochylonych pod kątem  $\alpha$  (patrz rys. 148), należy zamiast  $h$  wprowadzić w nie  $h \cdot \cos \alpha$ ; — uwzględnienie pochylenia siodełka nie jest jednak potrzebne, jeżeli zawór posiada wąskie siodło  $u$  i duży skok, co można najłatwiej rozstrzygnąć przez narysowanie linii przepływu pary.

Po ustaleniu na podstawie powyższych wzorów głównych wymiarów zaworu, obliczamy potrzebne wolne przekroje przepływowe w skrzynce zaworowej. Ponieważ ścianki ostatniej nie są obrobione, przeto należy wykonać przekroje przepływowe o około 10% większe od  $f_e$ , a w tych miejscach, w których powiększenie przekroju przepływowego nie powoduje powiększenia szkodliwej przestrzeni, można zastosować jeszcze większy dodatek. Wolne przekroje przepływowe skrzynki zaworowej obliczamy kolejno, tak jak odbywa się dopływ pary do cylindra, mianowicie:

$$3) \quad g \geq 1,1 f_e.$$

4)  $c \cdot e \cdot x_1 \geq 1,1 f_e$ , gdzie  $x_1$  oznacza liczbę wolnych przekrojów pomiędzy żebrami w gnieździe.



Rys. 148.



5)  $2 \cdot a \cdot b \geq 0,55 f_e$ , jeżeli żebra znajdują się w osiach, jak wskazuje rys. 148. Przeważnie korzystniejsze jest ułożenie żeber pod kątem  $45^\circ$  względem osi, co jednak należy na rysunku wyraźnie zaznaczyć z dopiskiem „zwrócić uwagę monterowi”; w takim wypadku trzeba największe przekroje tak oznaczyć, aby para nie była dławioną.

6) Przy największym skoku zaworu  $h_{max}$  (rys. 149), jaki może nastawić zewnętrzny mechanizm stawidłowy, powinien przekrój  $\pi \cdot d_1 \cdot b_1 \geq 0,55 f_e$ , aby dostateczna ilość pary mogła dopłynąć do wewnętrznej rury zaworu.

Przekroje, oznaczone wzorami podanymi w punktach 3) do 6), można wykonać większe, ponieważ nie powiększa się przez to przestrzeni szkodliwej; — jedynie przekrój  $2 \cdot a \cdot b$  możnaby wykonać mniejszy od obliczonego podług wzoru 5), gdyby przekrój  $\pi \cdot d_1 \cdot b_1$  był znacznie większy od obliczonego podług wzoru 6).

W następujących dalszych przekrojach nie należy dodawać więcej od  $10\%$  do  $f_e$ , ponieważ tworzą one przestrzeń szkodliwą.

7) Odległość zaworu od żeber w górnej części gniazda można w przybliżeniu oznaczyć ze wzoru (rys. 149):

$$k_1 \cdot h \leq 0,5 \cdot k \cdot h + k_2 \cdot k_3; —$$

w razie potrzeby można żebrami w górnej części (przekrój  $C - D$ , rys. 148) nadać taki sam kształt, jak w dolnej części gniazda (przekrój  $A - B$ , rys. 149); tutaj są żebra ścięte, celem uzyskania korzystniejszego przepływu pary.

Wysokość zaworu  $W$  znajdujemy z jego położenia przy największym skoku  $h_{max}$  przy uwzględnieniu warunku, aby  $\pi \cdot d_m \cdot n$  — ewent. żebra  $\cong \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_2^2)$ . Im większa jest wysokość  $W$  zaworu, tym trudniej uzyskać jego szczelność i tym większa jest szkodliwa przestrzeń. Ponieważ zewnętrzny mechanizm stawidłowy ustala największy skok  $h_{max}$  zaworu, przeto należy możliwie wybierać taki mechanizm, przy którym skok największy  $h_{max}$  jest nieznacznie większy od normalnego  $h$ . Wynika też z tego, że przy ustalaniu norm zaworów trzeba uwzględnić stosowane przez wytwórnictwo stawidła zewnętrzne.





9) Wykonana wysokość  $W$  zaworu musi również zadość uczynić warunkowi:

$$\pi \cdot d_z \cdot t - \text{żebra} = 1,1 f_c.$$

10) Przekrój  $M - \text{żebra} = 1,1 f_c$ , aby para mogła swobodnie przepłynąć do dolnej części skrzynki zaworowej.

11) W poprzecznym przekroju (rys. 149) połowa pary dopływowej musi móc przepłynąć pomiędzy ściankami skrzynki zaworowej i gniazdem, czyli kropkowany przekrój  $O \cong 0,55 f_c$ ; — tutaj zważać należy na to, aby odległość  $G$  pomiędzy żebrami i tuleją cylindra nie była mniejsza od 10 mm, aby móc gniazdo doszlifowywać w cylindrze.

12) Do przekroju  $Q$  dopływa para przez przekrój  $C_z$  (rys. 149), który jest ograniczony promieniem  $R$ , średnicą  $d_b$  i częściami ścianki o długości  $u_1$ , — oraz pod gniazdem (rys. 148 i 149), wobec czego gniazdo zaworu musi być w skrzynce tak ułożone, aby:

$$C_z + u_2 \cdot u_1 \cong 1,1 f_c.$$

Celem uzyskania dostatecznie dużego przekroju przepływowego  $Q$  przy możliwie najmniejszej przestrzeni szkodliwej, poleca się wykreślić promień  $R$  ze środka oddalonego od osi zaworu o  $y$ .

13) Przekrój przepływowy:  $Q \cong 1,1 f_c$ .

14) Przekrój przepływowy:  $Q_1 \cong 1,1 f_c$ .

Ze względu na uzyskanie możliwie małej przestrzeni szkodliwej nadaje się wyłobieniu dla przekroju  $Q_1$  przeważnie kształt kulisty.

Gniazda zaworów wlotowych obliczamy na wytrzymałość podług następujących wzorów:

15) Dopuszczalne naprężenie na gięcie w dolnej płycie wynosi:

$$k_g = \frac{d_1^2 \cdot p}{4 \cdot h_x^2} \leq 150 \text{ kg/cm}^2, \text{ gdzie}$$

$d_1$  — średnica wewnętrzna uszczelnienia w cm (patrz rys. 148),

$p$  — ciśnienie pary w at,

$h_x$  — grubość płyty w cm.

16) Dopuszczalne naprężenie na rozerwanie w żebrach w przekroju  $A - B$  wynosi:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot p}{i \cdot f_z} \leq 100 \text{ kg/cm}^2, \text{ gdzie}$$

$i$  — liczba żeber,  $f_z$  — przekrój jednego żebra w  $\text{cm}^2$ .

17) Dopuszczalne naprężenie w śrubach, przytwierdzających za pomocą kołnierza nasady gniazdo zaworu do cylindra, obliczamy ze wzoru:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p}{i_s \cdot \frac{\pi \cdot \delta_s^2}{4}} \leq 350 \text{ kg/cm}^2, \text{ gdzie}$$

$D_m$  — średnica kołnierza gniazda, liczona do środka szerokości uszczelki w  $\text{cm}$ ,

$i_s$  — liczba śrub, a  $\delta_s$  — średnica rdzenia śrub w  $\text{cm}$ .

Ponieważ śruby te służą do połączenia uszczelniającego, przeto odległość pomiędzy dwiema śrubami nie powinna być większa od 140  $\text{mm}$  przy ciśnieniu powyżej 4  $\text{at}$ .

Rurowy zawór wylotowy widzimy na rys. 150. Po przyjęciu prędkości  $v_a$  podług § 3, obliczamy potrzebny wolny przekrój przepływowy zaworu ze wzoru:

$$f_a = \frac{F \cdot c_m}{v_a}.$$

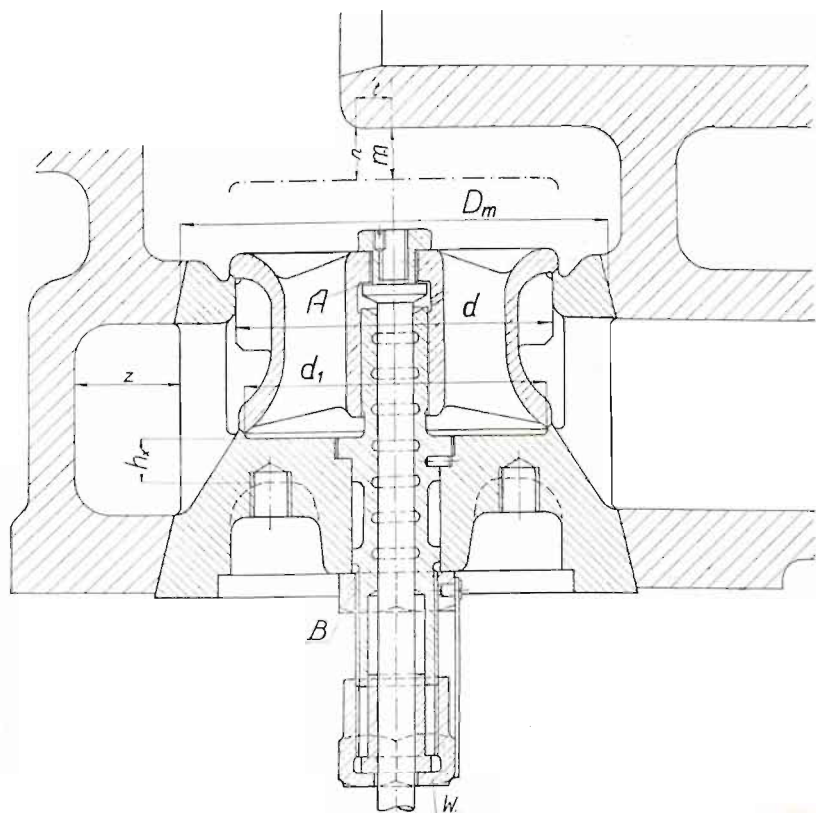
Stosownie do obliczonego przekroju  $f_a$  ustalamy poszczególne średnice zaworu i jego wysokość w taki sam sposób, jak dla zaworu wlotowego. Ponieważ zawór wylotowy znajduje się zwykle w dolnej części cylindra, przeto należy wykonać przekrój  $m$ , znajdujący się pomiędzy cylindrem i otwartym zaworem, dostatecznie duży, mianowicie:

$$1) \quad m \cong 0,55 f_a,$$

2)  $n \cong 0,55 f_a + \text{dodatek}$ , którego wielkość zależy od odległości osi zaworu od końca tulei cylindra, t. j. od wielkości wymiaru  $l$ .

3) Przekroje, znajdujące się pomiędzy zaworem i jego skrzynką, które nie tworzą szkodliwej przestrzeni, należy

wykonać najmniej o 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> większe od przekroju  $f_a$ . Również trzeba zwrócić uwagę na przekrój  $z$ , który często nie odpowiada powyższej zasadzie, a zatem powoduje dławienie pary.



Rys. 150.

- 4) Grubość płyty gniazda  $h_x$  obliczamy ze wzoru:

$$k_g = \frac{d_1^2 \cdot p}{4 \cdot h_x^2} \leq 150 \text{ kg/cm}^2.$$

- 5) Żebra gniazda obliczamy podług wzoru:

$$k = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_m^2 - d_1^2) \cdot p}{i \cdot f_z} \leq 180 \text{ kg/cm}^2.$$

Wymiary  $D_m$  i  $d_1$  w *cm* podano na rys. 150, a  $i$  oznacza liczbę żeber, z których każde posiada przekrój  $f_z$  w *cm*<sup>2</sup>.

6) Dopuszczalne naprężenie w śrubach, przytwierdzających gniazdo zaworu do cylindra, wynosi:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p}{i_s \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq 350 \text{ kg/cm}^2.$$

Odległość pomiędzy dwiema śrubami nie powinna tutaj być również większa od 140 *mm* przy ciśnieniu powyżej 4 *at*.

### C. Zawory tłoczkowe.

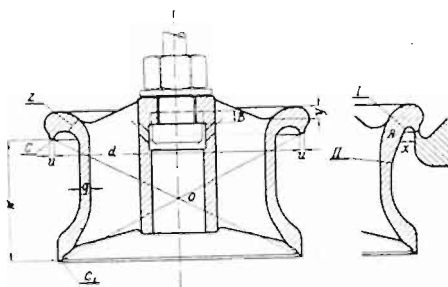
Zawory tłoczkowe, tak systemu van den Kerchove'a jak i Frikart'a, nie są niczym innym, jak suwakami tłokowymi. Średnicę tych zaworów oblicza się więc w taki sam sposób, jak suwaków tłokowych, których obliczenie podano w § 22. Jedynie należy tutaj rozróżnić pomiędzy wolnym przekrojem zaworu wlotowego i wylotowego, ponieważ cylinder, w przeciwstawieniu do stawidła z jednym suwakiem tłokowym, posiada zwykle cztery zawory (rys. 140).

## § 41. KONSTRUKCJA ZAWORÓW RUROWYCH I ICH GNIAZD.

Zawór rurowy, jak poprzednio zaznaczono, jest zwykle umieszczony w gnieździe, aby nie uniezależnić zawór od wpływu odkształceń cylindra i skrzynki zaworowej. Zawór i jego gniazdo wykonywa się prawie wyłącznie z żeliwa. Jedynie przy bardzo małych wymiarach stosuje się zawory z żelaza kujno-lanego, a w maszynach szybkobieżnych, w których zależy na możliwie małym ciężarze zaworu, także zawory prasowane ze stali zlewnej (np. w parowozach). Średnicę zaworu ustalamy w ten sposób, aby  $d$  równało się okrągłej liczbie, a równocześnie staramy się o uzyskanie możliwie małej wysokości  $W$  zaworu.

O grubości ścianek i żeber zaworów żeliwnych daje pewien pogląd następująca tabelka (rys. 151):

średnica $d$ mm	grubość $g$ mm	liczba żeber
80 do 170	5 do 6	4
180 „ 220	6 „ 8	4
230 „ 300	8 „ 10	4
320 „ 440	9 „ 12	6
450 „ 500	12 „ 13	8

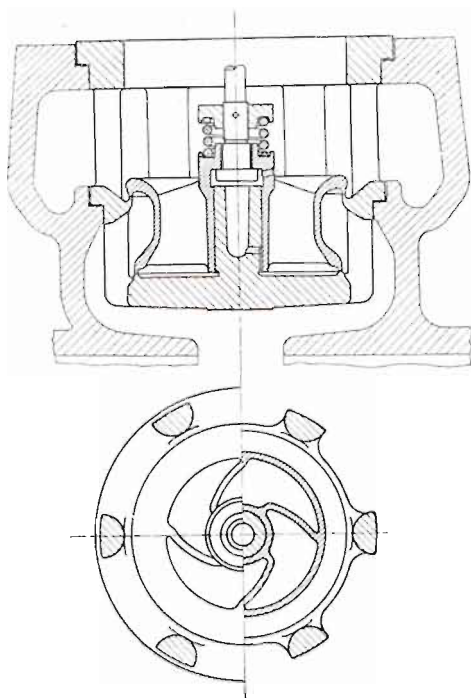


Rys. 151.

Grubość  $g$  poleca się w miejscu  $z$  trochę powiększyć, ponieważ tam zachodzą największe naprężenia. Można też nadać zaworowi kształt pokazany przy  $A$ , lecz wówczas trzeba obliczyć wolne przekroje  $x$ , przy podnoszeniu się zaworu, aby powierzchnia  $I - II$  nie dławiła pary.

Połączenia rury zaworowej z piastą poleca się dokonywać za pomocą parzystej liczby żeber; — w razie przeciwnym bowiem para dołotowa, o ile dopływa jednostronnie do skrzynki zaworowej, może wprawić zawór w nadmierny ruch obrotowy, jeżeli nie jest on silnie połączony z trzonem napędzającym. W takich wypadkach obrzeże trzonu wygrzyzie w krótkim czasie w piaście zaworu wgłębienie przy  $B$ , skutkiem którego skok zaworu może znacznie zmniejszyć się, powodując wadliwą pracę maszyny. Ze względów technologicznych poleca się wykonać w żebrach wycięcie  $y$ , gdyż w razie braku jego łatwo powstać mogą przy ostygnięciu odlewu rysy w żebrach w tym miejscu, spowodowane nierównym kurczeniem się kołnierza rury zaworowej i górnej części żeber. Zwykle wykonywa się żebra zaworu stycznie do jego piasty (patrz rys. 148, gdzie przy silnym przytwierdzeniu trzonu do zaworu wykonano trzy żebra), aby wydłużanie się ich pod wpływem wysokiej temperatury pary nie wpływało

ujemnie na szczelność powierzchni uszczelniających  $C$  i  $C_1$  (rys. 151), a powodowało tylko nieszkodliwe okręcanie piasty; — żebra styczne są także korzystne ze względów odlewniczych. Zamiast żeber stycznych można stosować żebra wygięte, jak to uwidocznia rys. 152, lecz wykonanie to jest trudniejsze i kosztowniejsze.

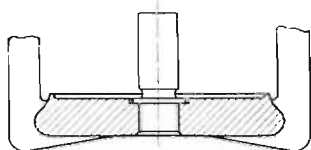


Rys. 152.

Prowadzenie zaworu w gnieździe powinno być możliwie staranne i dostatecznie długie. W zaworach wlotowych bodaj najczęściej rozpowszechniona jest konstrukcja, przedstawiona na rys. 148, w której prowadzenie tworzy tuleja dolana do dolnej płyty gniazda. Tuleja jest wydrążona, aby uniknąć nagromadzenia materiału. Zamiast tej budowy można także wkręcić (rys. 153) trzon stalowy na gwint gazowy w dolną płytę gniazda i roznitować. Również bardzo rozpowszechniona jest budowa, w której przedłużenie trzona zaworowego otrzymuje prowadzenie w dolnej płycie gniazda (rys. 131). Natomiast rzadko używa się prowadzenia za pomocą żeber promieniowych (rys. 154), ponieważ prawidłowe



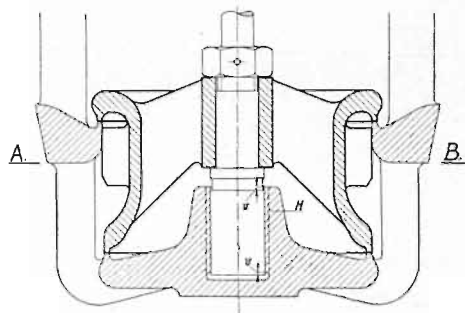
działanie jego jest utrudnione z powodu wydłużania się żeber. Przy wszystkich tych prowadzeniach należy wykonywać odległość  $V$  (patrz rys. 154) przy zamkniętym zaworze około 2 mm, aby zapobiec tworzeniu się występów, oraz



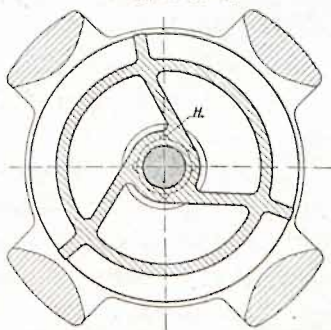
Rys. 153.

wykonywać małe kanaliki  $H$ , aby uskutecznić odwodnienie względnie zapobiec sprężaniu pary.

Zawór wylotowy prowadzony jest przeważnie we wstawionej tulei (rys. 150), którą ze względu na wilgotność pary wykonywa się z brązu. Ostatnia posiada uszczelnienie grzebieniaste, przy którego końcu znajduje się mała dławnica.



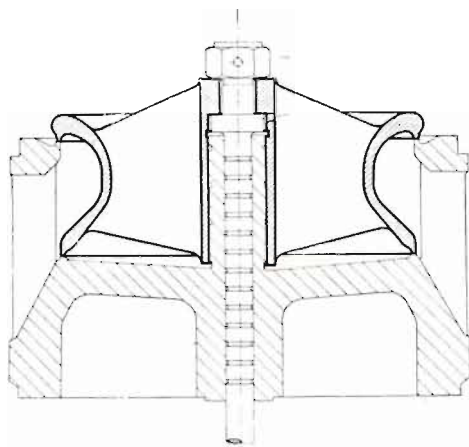
Przekr. A-B.



Rys. 154.

Szczeliwo miękkie jest dociskane nakrętką *W*, którą trzeba ubezpieczyć płytką, przytwierdzoną do nakrętki *B*.

Mniej korzystną jest konstrukcja, przedstawiona na rys. 155. Tuleja przewodnicza zaworu tworzy jedną całość z żeliwnym gniazdem, skutkiem czego oddzielna wymiana jej jest niemożliwa. Również uszczelnienie grzebieniaste, znajdujące się na trzonie ruchomego zaworu działa gorzej, a brak dławnicy lub też odprowadzania z niej skroplin może



Rys. 155.

w krótkim czasie spowodować dmuchanie pary wokoło trzona zaworu.

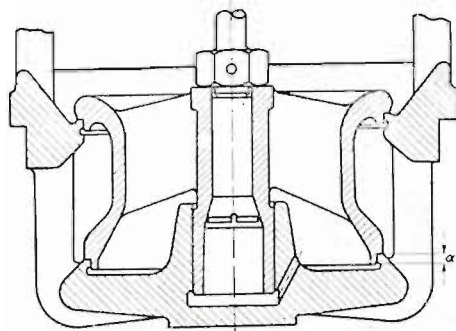
Przy mniejszej liczbie obrotów od około 110 na minutę można połączyć zawór z trzonem w sposób podany na rys. 150 i 151. Tutaj mamy pomiędzy piastą zaworu i podkładką nakrętki szczelinę wielkości  $A \approx 0,2 \text{ mm}$  (rys. 150), dzięki której zawór może przy każdym podniesieniu okręcić się o pewien kąt, doszlifowując w ten sposób siodła uszczelniające. Celem uniknięcia uderzeń poleca się przy większych liczbach obrotów od 110 na minutę przytwierdzić zawór silnie do trzonu, jak to widzimy na rys. 131, 148, 154, 155. Oczywiście nakrętki przytwierdzające zawór do trzonu powinny być wykonane z brązu, a gwint nacięty na trzonie powinien kończyć się razem z nakrętką, aby uniknąć rdzewienia i ułatwić zdejmowanie nakrętki.

Powierzchnie uszczelniające siodeł zaworowych powinny być możliwie wąskie, aby uzyskać możliwie najwięcej odciążone zawory. Jako średnie wartości szerokości siodeł (patrz rys. 151) można przyjąć następujące:

$$\begin{aligned} u &\approx 2 \text{ mm} \text{ przy } d \leq 180 \text{ mm}, \\ u &\approx 3 \text{ mm} \text{ „ } d = 180 \text{ do } 400 \text{ mm}, \\ u &\approx 4 \text{ mm} \text{ „ } d \geq 440 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Średnicę  $d_0$  (rys. 148) wykonywa się zwykle:  $d_0 = d - 1 \text{ mm}$ .

Powierzchnie uszczelniające siodeł zaworowych mogą posiadać różne kształty. Ze względu na łatwość obróbki najkorzystniejsze są siodła proste (rys. 148), przy których skok, począwszy od najmniejszego, jest całkowicie wyży-

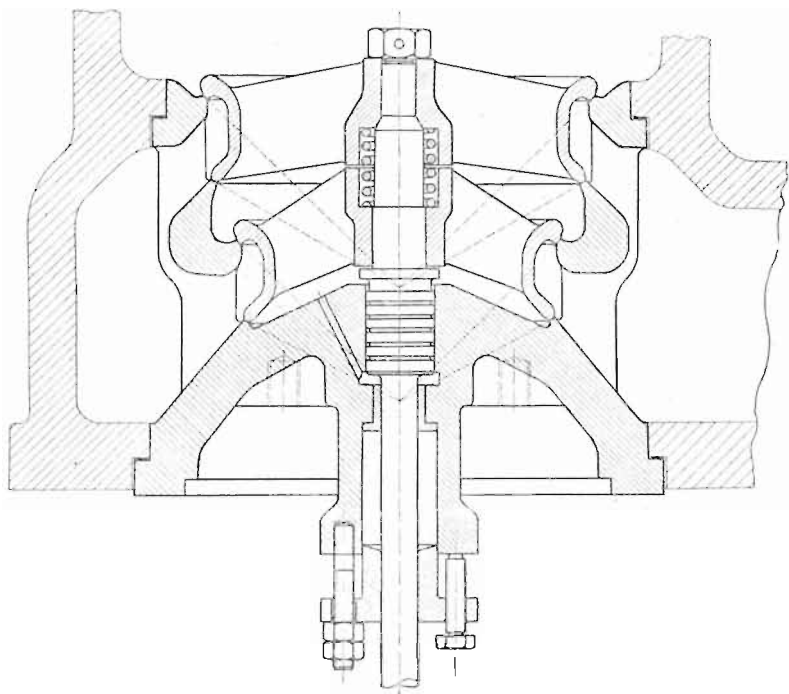


Rys. 156.

skany. Natomiast pochylone pod kątem  $45^\circ$  do  $65^\circ$  powierzchnie (patrz rys. 150) podejmują lepiej uderzenia zaworu o siodła. Posiadają one jednak wadę większego dławienia pary przy małych skokach zaworu, czyli w okresie podnoszenia i zamykania się jego. Wada ta daje się najwięcej we znaki przy mechanizmach stawidłowych, które wolno otwierają i zamykają zawór. Ze względu na możliwość innego ukształtowania zaworu otrzymuje się przy pochylonych siodłach zawór o mniejszej wysokości  $W$ , skutkiem czego stosuje się je w stawidłach, które posiadają bardzo duży skok największy. Może najkorzystniejszy pod względem szczelności przy wydłużaniu się jest kształt stożkowy siodeł, pokazany na rys. 151, gdzie wierzchołki obu stożków przecinają się w jednym punkcie  $O$ . Jeżeli ostatni znajduje się wewnątrz zaworu, to para otrzymuje korzystne prowadzenie,

a powierzchnie siodeł są nieznacznie pochylone, tak że przed tym wspomniane dławienie pary jest niewielkie. Zaznaczyć jednak należy, że ze względu na uniknięcie wyłamywania się materiału powierzchnie siodeł nie powinny tworzyć, o ile możliwości, kątów mniejszych od  $90^\circ$ .

Uwidoczniony na rys. 156 zawór posiada przysłonięcia. Dopływ lub odpływ pary następuje dopiero wówczas, gdy



Rys. 157.

zawór wykona skok wielkości  $a$ . W maszynach parowych nie można polecać stosowania zaworów tego rodzaju, bo z konieczności trzeba przysłonięcia luźno dopasować, a wówczas nie mogą one doszczelniać, czyli nie uzyskuje się precyzyjnego sterowania.

Zawory o wielkich średnicach posiadają bardzo duży skok; — celem zmniejszenia go można wykonać zawór czterosiadzeniowy (rys. 157). Uszczelnienie czterech siodeł przy wysokiej temperaturze pary nie jest łatwe, zwłaszcza w zaworze z jednej części. Łatwiej uzyskać się względnie dobrą szczelność, konstruując zawór z dwóch części, pomię-

dzy którymi znajduje się sprężyna. Zawory czterosiadzeniowe nie odgrywają jednak obecnie żadnej roli, ponieważ nie buduje się już maszyn parowych o dużej mocy.

Konstrukcja gniazd zaworowych widoczna jest na rys. 148 do 156. W szczególności należy zwrócić uwagę na to, aby kołnierze gniazda były dostatecznie silne, celem uniknięcia odkształcenia się ich. Dawniej stosowano przeważnie stożkowe osadzenie kołnierzy gniazda w cylindrze (rys. 150), wychodząc z założenia, że powierzchnie stożkowe doszczelniają najlepiej. Budowa ta posiada jednak szereg wad dotkliwych. Przede wszystkim ręczne doszlifowywanie jest kosztowne, a mechaniczne wymaga nie tylko dużo uwagi, lecz i posiadania odpowiednio silnej obrabiarki. Za zasadę trzeba bowiem postawić, że gniazda wlotowe i wylotowe jednej maszyny, także bliźniaczej, powinny pasować naprzemian, aby móc z łatwością wbudować gniazdo zapasowe, dostarczone razem z maszyną. Natomiast wszlifowywanie przy wymianie gniazda jest bardzo uciążliwe, zwłaszcza gniazd zaworów wylotowych. Oprócz tego powierzchnie stożkowe kołnierzy gniazd mogą stać się przyczyną (były nią nieraz rzeczywiście) pęknięcia cylindra. W razie nieszczelności tych powierzchni mechanik przyciąga nakrętki śrub przytwierdzających, a stożkowe kołnierze gniazd rozsadzają w tych miejscach cylinder.

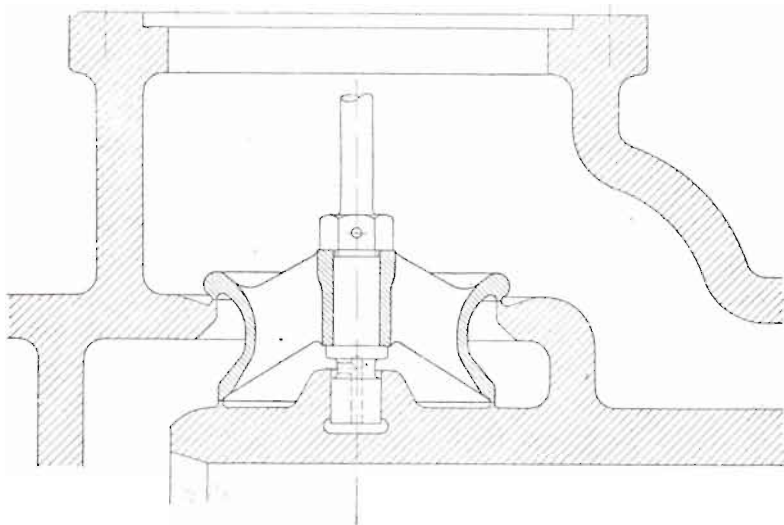
Z powodu zaznaczonych trudności większość wytwórni stosuje obecnie przeważnie płaskie powierzchnie uszczelniające kołnierzy gniazd (rys. 148) o szerokości uszczelki 6 do 10 mm, zależnie od wielkości zaworu. Powierzchnie te są wszlifowane w cylinder, a następnie nakłada się na nich uszczelki klingerytowe o grubości 1 do 1,5 mm. Średnice  $\delta$  i  $\delta_1$  (rys. 148) są dopasowane i wykonane podług miar warsztatowych, przechowywanych w wytwórni, a odległość  $L$  — podług szablonu. Dzięki temu wymiana gniazda wraz z zaworem na nowe nie sprawia żadnych trudności. Szczelina  $E$  wynosi 0,5 mm, a średnica  $\delta_2$  jest przeważnie tylko o 1 mm mniejsza od  $\delta$ . Kołnierz gniazda wystaje zwykle o  $q = 2$  mm ponad odnośny kołnierz w cylindrze, aby móc łatwo szlifować kołnierz nasady, przytwierdzający gniazdo do cylindra.

Przekroje żeber podano przy rozważaniu rys. 148 i 149. Podkreślę jeszcze tylko, że odległości  $y'$  i  $k_2$  powinny wy-



nosić u małych zaworów najmniej 3 mm i wzrastać u większych zaworów stopniowo do 7 mm. Tak duże odległości  $y'$  i  $k_2$  stosuje się ze względu na uniknięcie obróbki żeber.

Gniazda zaworowe są częściami dość kosztownymi, a oprócz tego powiększają one szkodliwą przestrzeń i powierzchnię. Z tej przyczyny niektórzy konstruktorzy stosują budowę uwidoczoną na rys. 158, w której zawór spoczywa bezpośrednio na materiale cylindra. Naogół nie można jednak



Rys. 158.

polecać tej konstrukcji. Dla wytwórni powstają bowiem trudności w razie wadliwego odlewu w miejscach, w których znajdują się siodła. Jeżeli wytoczenie głębsze nie pomoże, to jest ona zmuszona wstawić oddzielne pierścienie z siodłami ze stali niklowej. Gorsze są jednak skutki dla odbiorcy, gdyby siodło miało wyłamać się. Naprawa w krótkim czasie jest zwykle niemożliwa, bo właściciel silnika przeważnie nie posiada odpowiednich przyrządów do wytaczania nowych sioseł lub też do wstawiania pierścieni. W wyniku może dojść do wstrzymania ruchu wytwórni, napędzanej maszyną parową, co powoduje przeważnie duże straty.

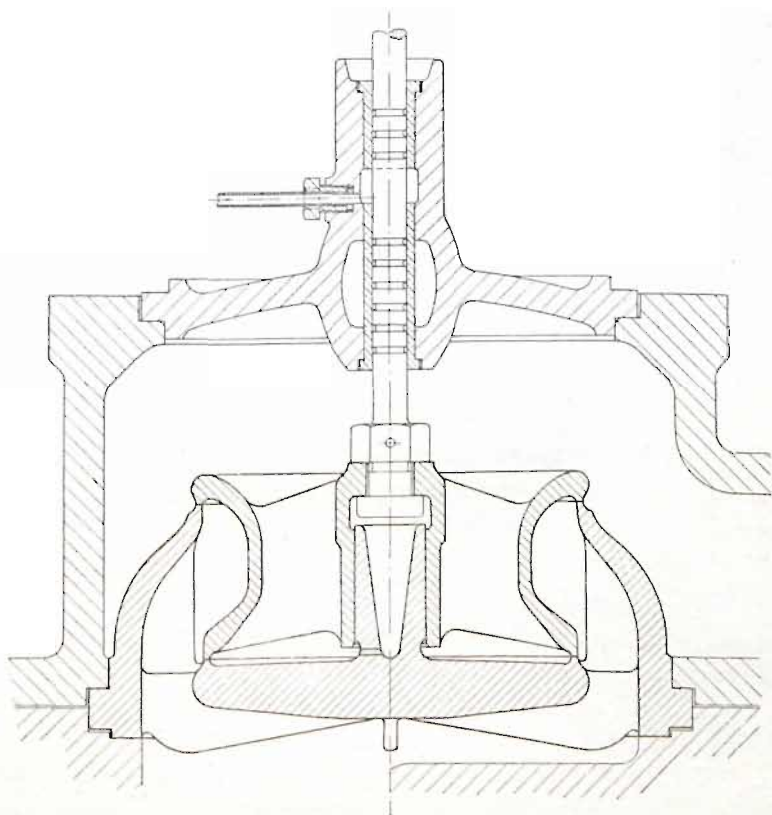
Jeżeli warunki zmuszają do zaniechania budowy gniazd, np. ze względu na zbyt wysoką temperaturę pary lub ze względu na konieczność zmniejszenia wymiarów skrzynki



zaworowej, to wówczas najlepiej wykonać pierścienie ze stali niklowej z wytoczonymi w nich siódlami (patrz rys. 136). Pierścienie te mogą być wprasowane w cylinder, lub też przytwierdzone do niego śrubami. Ostatnia konstrukcja jest korzystniejsza, zwłaszcza ze względu na możliwość łatwej wymiany, lecz wymaga ona więcej miejsca, skutkiem czego nie zawsze może być zastosowana.

## § 42. SPECJALNE KONSTRUKCJE ZAWORÓW.

Główną wadą dwusiedzeniowych zaworów rurowych jest niedostateczna ich szczelność. Przyczyną nieszczelności jest sztywne połączenie materiałem tak siodeł zaworu jak i siodeł gniazda, a na obydwa te połączenia działa para o różnej temperaturze. Żebra znajdują się bowiem przeważnie



Rys. 159.