

śrub, a δ - średnicę rdzenia śruby w kołnierzu umieszczając na możliwie małej średnicy; odległość pomiędzy nimi nie powinna przekraczać 150 mm., gdyż to są śruby uszczelniające.

WENTYLE WYPUSTOWE.

/ Rys. 150. /

Wolne przekroje wentyli wypustowych obliczamy w analogiczny sposób i wpustowych tylko bierzemy odpowiednio f_a i V_a zamiast f_e i V_e ;

$$F_{Cm} = f_a V_a$$

Przekroje w m i n liczymy dla otwartego całkowicie wentyla. W m musi przepłynąć $\frac{f_a}{2} + 5\%$ pary. W n musi przepłynąć $\frac{f_a}{2} +$ dodatek zależny od przesunięcia l . Ze względu na zmniejszenie przestrzeni szkodliwej przestrzeń nad wentylem zataczamy ekscentrycznie promieniem R . Przekrój z nie stanowi przestrzeni szkodliwej, więc może być większa znacznie od f_e . Zebra i śruby obliczamy analogicznie do wpustowych wentyli, tylko tu zebra pracują na ściskanie:

$$1/ k = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_1^2) \frac{p}{y \cdot x} \leq 180 \text{ kg/cm}^2$$

śruby $2/ k_z = \frac{\frac{\pi}{4} D_m^2 p}{\frac{\pi}{4} \delta^2 i_3} \leq 300 \text{ kg/cm}^2$

Nadmienić należy, że u wszystkich narzędzi pracujących w parze gwint. powinien kończyć się razem z nakrętką, aby nie rdzewiał. Do uszczelniania wentyli wypustowych nigdy nie należy stosować gumy.

Wolny przekrój rur wylotowych względnie wlotowych powinien być

1/ $f_e = 1.1 \sim 1.5 f_a$ zależnie od napężenia normalnego i od szybkości V_e /dla większych szybkości - wyższa granica/.

2/ $f_{aw} = 1.1 \sim 1.5 f_a$

Zakładamy V_a w rurze i obliczamy przekrój

$$F_{Cm} = f_{aw} V_{ar}$$

$V_{ar} \approx 30 \text{ m/sek.}$ przy wolnym wydmuchu

$V_{ar} \approx 25 \text{ m/sek.}$ przy kondensacji.

ZASADY KONSTRUKCJI WENTYLI.

Wentyle wykonuje się z żelaza lanego, a tylko bardzo małe można wykonać z żelaza kutego. Wentyle powinny być możliwie lekkie, aby zmniejszyć wagę mas będących w ruchu i uderzanie wentyla o siódka. Średnice wentyla bierze-

my w ten sposób, aby tworzyła liczbę okrągłą.

W pobliżu siódła wentyl powinien być dość sztywny t.j. w g₁ rys. 145. mieć dość grubą ściankę, a promień R mały.

Najkorzystniejsza forma byłaby podług rys. 151., ale to możemy uzyskać drogą przeliczania swobodnego przekroju dla każdego poszczególnego podniesienia wentyla aby przekrój nie był mniejszy niż pomiędzy krawędziami sterującymi. Zależności grubości ścianek wentyla i ilości żeber i_z od średnicy wentyla wykazuje tabliczka

d	s	i_z	Nie poleca się stosowanie nieparzystej
8 - 170	5 - 6	4	liczby żeber zwłaszcza u wentyli luźno przy-
180 - 220	6 - 8	4	mocowanych do trzona, gdyż w miejscu A
230 - 300	8 - 10	4	wgryzają się. U małych i silnie przytwierdzo-
320 - 430	9 - 12	6	nych do trzona można stosować nieparzystą ilość
460 - 500	12 - 13	8	zeber np. 3.

Luźno przytwierdzone wentyle są z tego względu korzystne, że przy powolnym swym obrocie samoczynnie się doszlifowują na całym obwodzie siedzenia i wyrównują niejednorodności materiału. Wentyle luźno dopasowane można stosować poniżej $n = 110$ obr. na min. Przy szybciej chodzących maszynach ze względu na uderzenia trzeba stosować wentyle silnie przytwierdzone do trzonu. Luźne umocowanie polega na tym, że łeb trzona wentylowego i nakrętka nie ściskają mocno piasty wentyla, gdyż nakrętka, względnie podkładka opiera się na występie trzona dłuższym od grubości piasty i w ten sposób tworzy się luz $\sim 0,1$ mm, umożliwiając powolne okracanie się wentyla około trzona. Różne konstrukcje wentyli są przedstawione na rys. 144, 148, 150, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 168. i tym podobne. W każdym razie należy dbać o to, aby wentyl miał dostateczne prowadzenie. W poszczególnych miejscach prowadzenia, gdzie może para się dostać i przy ruchu komprimować poleca się wykonywać otwórki O aby umożliwić swobodny odpływ pary. Najlepsze konstrukcje przedstawione są na rys. 144 i 150. Gdy prowadzenie przedstawione na rys. 152 nie wystarcza, to dodatkowe prowadzenia uzyskujemy za pomocą żeber podług rys. 153.

O ile zęba wewnętrzne wentyla należy stosować styczne, aby przy kurczeniu się lub rozszerzaniu nie pękały lub nie wywierały wpływu niekorzystnego na kształt wentyla, t.j. aby wentyl w tym wypadku okręcał się tylko około osi, o tyle zęba z rys. 153. zewnętrzne, służące do prowadzenia, należy wykonywać promieniowo. Zęba wewnętrzne, zwłaszcza przy górnym siedzeniu, należy wybrać dość głęboko, aby zmniejszyć ich wpływ na deformację samego gniazda, jak również zapobiedz pękaniu przy ostygnięciu odlewu. Wybranie żeber z dołu, jak jest

przekreskowane na rys. 153, nie poleca się ze względu na wytrzymałość, zaś górne należy wykonywać, jak jest przekreskowane na rys. 150. Odległość H pomiędzy dolnym i górnym siedkiem poleca się możliwie małą ze względu na szczelność wentyla / im niższy wentyl tem szczelniejszy - nierównomierne rozszerzanie się wentyla i gniazda / i na szkodliwą przestrzeń. Układ poziomy wentyli nie poleca się ze względu na trudność prowadzenia i szybkie jednostronne wyścieśnianie się tychże. /Rys. 158./

Szerokość uszczelnienia i /siodła/ możliwie najmniejsza i stosuje się dla:

$i = 180$	$- i = 2$	W celu możliwie dokładnego odciażenia wentyla średnice należy tak dobrać, aby d_g było najmniejsze więc
$d = 400$	$- i = 3$	
$d = 420$	$- i = 4$	

$d_g = d - 1 \text{ m/m.}$

1/ Siodła proste /rys. 156/ mają tę zaletę, że je łatwo doszlifowywać, a skok jest zawsze całkowicie wyzyskany chociażby wentyl dopiero co zaczął otwierać się.

2/ Siodła pochyłe /rys. 157/ wykonują niektóre fabryki o pochyłości do 65° . Siodła tego rodzaju podchwytyją dobrze uderzenia, ponieważ szerokość i_1 jest znacznie większa od i . Dławienie pary przy otwieraniu względnie przy zamykaniu, t.j. w chwilach kiedy skok jest mały i przy dużych nachyleniach siodła jest znaczne. Wada ta tem więcej daje się odczuwać im wolniej wentyl się podnosi, względnie opada, co zależy od stawideł zewnętrznych. Natomiast posiadają siodła pochyłe tę zaletę, że wysokość całkowita wentyla H może być mniejsza niż przy siodłach prostych. Poleca się przeto tę konstrukcję w tych wypadkach kiedy stawidła zewnętrzne dają skok znacznie większy od normalnego.

3/ Siodła pochyłe /Rys. 144/ ale w ten sposób, że stożki pochyłości mają wspólny wierzchołek, który najdogodniej obierać wewnątrz wentyla, przez co otrzymujemy małą pochyłość, a zatem małe dławienie pary. Przy konstruowaniu wentyli trzeba przyjąć za zasadę aby unikać kątów krawędzi mniejszych od 90° , co jest warunkiem dobrego rozmieszczenia materiału.

4/ Na rys. 168 przedstawiony jest wentyl z przyskónami. Konstrukcji tej naogół polecać nie można, gdyż przyskónienia te nie uszczelniają w zupełności, a mają tę jeszcze wadę, że wlot pary zaczyna się dopiero po podniesieniu wentyla o wysokość a przyskóny. Stosowano je swojego czasu przy stawidłach wychwytowych, aby zapobiedz zbyt niemu zdzieraniu się mechanizmu stawideł zewnętrznych przy bardzo małych napełnieniach.

5/ Rys. 159. Zamiast budować wentyle dwusiodłowe o wielkich wymiarach, można stosować budowę wentyli czterosiódłowych, przez co zmniejsza się wymiary i skok, natomiast uszczelnienie takich wentyli jest bardzo trudne. Ze względu, że obecnie

nie buduje się maszyn o zbyt dużej średnicy cylindra, więc i wentyle te nader rzadko się stosuje.

Zamiast konstrukcji uwidocznionej na rys. 144, można wentyli zbudować tak, że każde siedło ma oddzielną piastę, a następnie są skłozone ze sobą, a właściwe położenie siedzeń reguluje odpowiednia sprężyna. Mają one tę zaletę, że je łatwo doszlifować i prócz tego posiadają dobrą szczelność. Nieszczelność wentyli pochodzi głównie od nierównomiernego wydłużania się wentala i gniazda, ponieważ części te posiadają różną grubość i znajdują się w różnych temperaturach. Chcąc temu zapobiedz, niektóre fabryki stosują konstrukcję uwidocznioną na rys. 154., w której tak wentyle jak i gniazda otoczone są parą o tej samej temperaturze mniej więcej, więc przez to usunięty jest jeden powód nieszczelności. Na niekorzyść powyższej konstrukcji można zaliczyć to, że skrzynka wentylowa tworzy oddzielną część od cylindra, przez co wypada cała budowa drożej, a zaś żebra z_1 stosunkowo niedostatecznie podbierają płytę gniazda. W stosunku do tej konstrukcji można wskazać na uszczelnienie trzona wentyla za pomocą wpustek w tulejce. Większa wpustka w tulejce służy na to, aby zatrzymywać skroploną parę, a wodę odprowadza się rurką W.

Dobre uszczelnienie wentyli było problemem bardzo trudnym przy maszynie przelotowej STUMPH'A, gdzie zamiast czterech wentyli u maszyny o podwójnym rozprężaniu pary, mamy jeden wentyl, musimy więc dbać o bezwzględna szczelność. Szczelność wentyli STUMPH starał się uzyskać przez zastosowanie wentyli elastycznych ze stali kutej /rys. 160/. Elastyczną jest tu tylko górna część, t.j. w miejscu G, a w G_1 stanowi część sztywną. Jakie wyniki osiągnięto przy stosowaniu tych wentyli w praktyce profesor nie wie, ale można mieć dość duże wątpliwości co do niezawodności tej konstrukcji.

Dalszą trudność u wentyli rurowych dwusiedłowych stanowi niedostateczne odciążenie takowych. Zwłaszcza przy dość szerokich siedzeniach / np. 4 - 5 m/m. / i wysokich ciśnieniach obciążenie stawideł zewnętrznych jest bardzo duże. Chcąc całkowicie odciążyć wentyl dwusiedzeniowy rurowy zastosować LENTZ konstrukcję jak na rys. 161. W tym wypadku $d_6 > d$ a stosunek pomiędzy nimi dobieramy zależnie od ciśnienia w cylindrze. Wentyl W z pierścieniem P należy odlać razem, a dopiero potem rozciąć. Wykonanie powyższej konstrukcji jest kosztowne, lecz ze względu na małe obciążenie zewnętrznych stawideł zupełnie racjonalne. Zamiast wentyli rurowych można wykonać wentyle tłokowe systemu VAN DER KERCHOVE'A. Jest to właściwie suwak tłokowy lecz uruchomiany na sposób wentyli. Konstrukcje mogą być nader różnorodne, a jedną z nich przedstawia rys. 162. Korpus składa się z dwóch części A pomiędzy którymi znajduje się rura B, ustalająca odległość obu tych części, skutkiem czego przy piastce powinna być szczelina około 0,1 m/m.

Uszczelnienia tu dokonują na każdym końcu po dwa wąskie pierścienie D z laneego żelaza, które nie sprężynują, lecz są dociskane przez pierścienie rozprężne C również wykonane z laneego żelaza, a przy małych średnicach ze stali kutej. Pierścienie C mogą być o nierównej grubości, co stosowano bardzo chętnie dawniej, lecz dziś prawie zupełnie zarzucono. Wentyle te mogą być wykonane o pojedynczym wlocie i o podwójnym. Dla wentyli wlotowych stosuje się zwykle wlot podwójny, u wylotowych zaś wystarczy pojedynczy. Poszczególne części wykonane z żelaza laneego, a budowa powinna być możliwie lekka, jak wogóle każdego innego wentyla. Części poszczególne muszą być zabezpieczone

przeciw samoczynnemu okręcaniu się, więc np. pomiędzy zamkiem E pierścieni względem korpusu wentyla, a korpus względem trzona wentylowego. Te zabezpieczenia są konieczne, aby rozcięcia pierścieni pracowały na materiale tulei a nie trafiały na kanały, ponieważ wtedy mogłyby się pierścienie zszarpać i wykłamać. Pierścienie poleca się wykonywać o równej grubości. Gdy pierścienie staną między kanałami mogą być ściśnięte i aby temu zapobiedz, są wywiercone w nich małe otworki, przez które wchodzi para pod pierścienie. Konstrukcja zewnętrznych stawideł musi być taka, aby kanały szybko były otwierane i zamykane, a w czasie, gdy są zamknięte, wentyl wykonywał wolne ruchy, a to ze względu na wycieranie się tulei. Wentyle te posiadają tę zaletę, że są szczelne natomiast wykonanie jest dość kosztowne. Jako dalsza odmiana wentyli może służyć konstrukcja uwidoczniiona na rys. 155. Śledzenia wentyla są ułożone na cylindrze, co

znakomicie zmniejsza szkodliwe przestrzenie, a również i koszt wykonania są znacznie niższe. Pomimo to nie poleca się stosować powyższej konstrukcji, gdyż tak dla fabrykanta, jak i dla odbiorcy jest to konstrukcja bardzo ryzykowna, ponieważ wrazie wadliwego materiału w śledkach lub przy wykłamaniu się takiego mogą zachodzić poważne trudności. W razie takiego wypadku nie pozostaje nic innego, jak tylko wyfrezować odpowiednie wgłębienie i umieścić pierścien z niklo-stali. Gdy podobny wypadek zdarzy się już odbiorcy, który nie posiada zwykle odpowiednich narzędzi do naprawy, zmuszony jest często odesłać cały cylinder do fabryki do naprawy. Dawniej stosowano najczęściej gniazda wentylowe o uszczelnice stożkowej /rys. 162/ lecz doszlifowanie takich gniazd jest bardzo trudno uskutecznić. Często doszlifowanie to uskutecznia się przy pomocy maszyny, ale musi być ona bardzo silnie zbudowana, gdyż przy najłżejszym drganiu ramienia maszyny otwór staje się nieokrągłym i do szlifowania niemożliwym. Ręczne szlifowanie przedstawia też duże trudności i jest kosztowne. Odbiorca powinien mieć przynajmniej jedno zapasowe gniazdo do każdego wentyli co jest nieraz wprost niemożliwe przy uszczelnkach stożkowych. Prócz tego stożek działa jako klin i może przez to uszkodzić skrzynkę wentylową.

Tak pod względem wymienności jak i wykonania i doszlifowania znacznie dogodniejszą konstrukcję stanowią gniazda o uszczelce poziomej, jak na rys. 163. Kołnierze k i k_1 powinny być dostatecznie silne. Uszczelki u i u_1 doszlifowane, a potem kładzie się jeszcze cieniutką od 0,5 - 1 m/m. uszczelkę z klingerytu, a to ze względu na nierównomierne wydłużanie się różnych części gniazda. Szerokość uszczelki u bierzemy 6 - 10 m/m. zależnie od wielkości cylindra. δ troszeczkę większe od δ_3 , δ_1 i δ_2 powinny stanowić listwy okrągłe wykonane podług stałych miar warsztatowych z zahartowanymi końcami, a to ze względu, aby była możliwość dorobienia odpowiedniego gniazda na zamówienie. Podług miar warsztatowych winna być wykonana też i wysokość W . Odstępy u poszczególnych żeber w miejscach g_1 , g_2 powinny wynosić od 3 - 7 m/m. zależnie od wielkości wentyla, najczęściej 4 - 5 m/m. Do płyty gniazda wentyli wpustowych trzon P stanowiący prowadzenie, można przyłąć, gdyż to stanowi najtańszą konstrukcję, jednakże, aby uniknąć pęcherzy, poleca się materiał wybrać, a z drugiej strony zastosować hadlewek N od 50 - 80 m/m. średnicy, który odcina się potem na tokarce. Odbijania go nie poleca się. Czasami stosuje się oddzielnie wkręcany sworzeń z kutego żelaza na gwint gazowy, a potem jeszcze rozmitowany podług rys. 164.

SKRZYNKI SUWAKOWE.

patrz str 41

W cylindrach suwakowych wpływa niekorzystnie na rozchód pary wielka szkodliwa przestrzeń przy stosowaniu jednego suwaka dla wlotu i wylotu pary. Skrzynki suwakowe, za wyjątkiem suwaków tłokowych, posiadają ścianki płaskie, stosowanie których jest możliwe aż do 8 atm. Przy większych ciśnieniach jest niemożliwe wykonanie dostatecznie grubych ścian. Stosowanie wysokich żeber nie wzmacnia,

gdyż pękają przy ostygnięciu odlewu. Aby zapobiedz dalszemu pękaniu wiercimy przy końcu szczeliny otworek i zanitowujemy nitami miedzianym podług rys. 165 /otworek 0/. Stosuje się niskie zebra i przy obliczaniu płaskich ścian nie uwzględnia się ich. Pęknięcia najczęściej zachodzą podług przekątnej. Rys. 166. Jeżeli oznaczymy przez a_2 długość ścianki, przez b_2 szerokość, h_2 grubość. S punkt ciężkości to w punkcie

S dzięki siła $\frac{1}{2} a_2 b_2 p^{atm}$	na dźwigni	$s = \frac{1}{3} \frac{a_2 b_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}}$
w A " reakcja W_a	" "	$a_s = \frac{1}{2} \frac{a_2 b_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}}$
w B " " W_b	" "	$b_s = \frac{1}{2} \frac{a_2 b_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}}$

Mamy następnie

$$W_a + W_b = \frac{1}{2} a_2 b_2 p^{atm}$$

Moment reakcyjny 1/ $M_r = \frac{1}{2} a_2 b_2 p \cdot \frac{1}{2} \frac{a_2 b_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}}$
 gnący 2/ $M_g = \frac{1}{2} a_2 b_2 p \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{a_2 b_2}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}}$
 " zginający 3/ $M_b = \frac{M_r + M_g}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}} \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{a_2^3 b_2^3 p}{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}} = W k_b$
 $W_{kb} = \frac{\sqrt{a_2^2 + b_2^2}}{6M} h^2 k_b$

gdzie współczynnik $M = 0,76$, ponieważ łonce są mocno obsadzone.

Przytem 4/ $K_b = 0,38 \cdot \frac{b_2^2 p}{(1 + \frac{b_2^2}{a_2^2}) h^2} \leq 250$ jeżeli $b_2 \geq 0,45 a_2$
 ≤ 170 jeżeli $b_2 \geq 0,4 a_2$

Śruby są uszczelniającymi, więc odległość pomiędzy nimi < 150 mm.

Śruby liczymy na zerwanie

$$5/ K_z = \frac{a_2 b_2 p}{i_s \frac{\pi}{4} d^2} \leq 300$$

W analogiczny sposób jak płaskie ścianki cylindra liczymy ściankę pokrywy suwaka tylko $M = 1$ ponieważ luźno jest obsadzona. Stosuje się często pokrywy wypukłe nazewnątrz lub wewnątrz i wtedy bierzemy rzeczywisty moment wytrzymałości i uwzględniamy żebra. Najkorzystniej ze względów wytrzymałościowych byłoby wykonywać pokrywy sklepione i w kierunku podłużnym, ale ze względów konstrukcyjnych wykonuje się sklepienie tylko w kierunku poprzecznym. Stosowanie żeber od wewnątrz jest niedopuszczalne ze względów termicznych, gdyż ssąbyby wprost ciepło.

Pęknięcie zachodzi tu też najczęściej podług przekątnej AB /rys. 167/.

Celem uwzględnienia naprężenia wstępnego odległości liczymy do środka śrub.

$$6/ M_b = \frac{1}{12} \cdot \frac{a_3^3 \cdot b_3^3 \cdot p}{\sqrt{a_3^2 + b_3^2}} = \frac{J}{e} k_b$$

Podług tego wzoru oblicza się też poszczególne pole pomiędzy żebrami.

Oblicza się też przekrój CD, oznaczając poszczególne odległości śrub przez x, y, z, i

$$7/ a) M_r = \frac{J}{4} \cdot d^2 \cdot k_z (6x + 2y + 2z)$$

$$b) M_{g_1} = a \cdot b \cdot p \cdot \frac{b_1^3}{2}$$

$$M_b = M_r - M_{g_1} = \frac{J}{e} k_b$$

$$k_b = \varphi \cdot k_b$$

gdzie $\varphi = 1,5$ dla kwadratu, a im mniejsze b_3 w stosunku do a_3 tem mniejsze φ . Analogicznie należy przeliczyć każde pole.

U cylindrów niskoprężnych należy w skrzynce suwakowej umieścić wentyl bezpieczeństwa a lepiej jeszcze płytę pękającą przy wyższym ciśnieniu niż ciśnienia, przy którym pracuje cylinder.

Cylindry nie powinny być silnie przytwierdzone do fundamentu, a winny się tylko wspierać na płytach fundamentowych gładko obrobionych, aby mogły się swobodnie wydłużać. Czasami nawet stosujemy smarowanie nogi cylindra w tym miejscu, aby wydłużanie cylindra tym łatwiej się odbywało. Do fundamentu zaś silnie są przytwierdzone tylko płyty fundamentowe..

U maszyn tandem, jako najtańszej pod względem zużycia materiału jest ten układ, w którym cylindry nie posiadają nog, a tylko rama, przekęcz i z tyłu osobno przystawiona noga do cylindra wysokoprężnego /rys. 172/ spoczywająca na osobnej płycie. Wykonanie tego układu sprawia dużo trudności przy montażu i wymaga bacznej uwagi monterów, co może okazać się dość kosztowne. Dla ułatwienia montażu można płyty A i B łączyć, a wtedy jest stosowana rama C, aby nakryć kanał fundamentowy. Pod względem montażowym najkorzystniej, gdy całość spoczywa na jednej płycie fundamentowej bez podziału, jak na rys. 174. Płyta ta może składać się z dwóch części, aż do 800 m/m. skoku a układ cylindrów taki, w którym cylinder niskoprężny ma z tyłu nogę, a wysokoprężny z tyłu i przodu natomiast przekęcz jest bez nogi. /Rys. 176 / Zamiast tego układu można zastosować układ, w którym cylinder niskoprężny posiada w środku nogę, przekęcz też w środku nogę, a cylinder wysokoprężny tylko z tyłu /rys. 174/. Rama może być składana z czterech części, jak na rys. 176. Pamiętaj należy o dostatecznej szerokości kanału w fundamencie, aby robotnik mógł przejść pomiędzy lub pod rurami, gdyż demontaż zwłaszcza przedniego wentyla sprawiałby nadzwyczajne trudności. Płyty nie przenoszą żadnych sił, więc mogą być bardzo lekko zbudowane, na przykład o grubości mniejszej od 25 m/m., a o przekroju kształtów /rys. 170, 171, 175/ należy użebrowanej, a w miejscu, gdzie wspiera się noga przekrój skrzynki /rys. 175/. U maszyn tandem najczęściej kształtki zwrócone są ścianą do kanału, przez co uzyskuje się łatwe zamknięcie kanału blachą ząbkowaną. Należy brać wgląd na dobry rozkład materiału zwłaszcza przy przejściu od skrzynki w płytę. Nakrętki śrub fundamentowych mogą być na wierzchu lub też wgłębiane a całość przykryta blachą ząbkowaną /rys. 171 i 175/. Brzeg płyty powinien wystawać ponad posadzkę, aby przy myciu nie dostawała się woda na płytę. Przy odlewaniu z jednego kawałka płyty często odkształcają się /rys. 177/. Przy odlewaniu należy górną ściankę zaformować na dół.

Przy pompach lub kompresorach rama maszyny i pompy stoją nieraz na jednej płycie fundamentowej a wtedy płyta przenosi siły, musi być przeto silna. /Rys. 178 i 179/. Dziś tej konstrukcji się nie stosuje ze względu na zużycie materiału a zamiast niej łączy się ramę maszyny z powietrznikiem pompy za pomocą

dwóch drążków: jeden u dołu a drugi u góry, aby pompa się nie chwiała.

- W leżących maszynach jest obsługa stosunkowo łatwa przy dostatecznie szerokim kanale w fundamencie, lecz u maszyn stojących często zmuszeni jesteśmy stosować galerję, aby umożliwić łatwy dostęp.

Podłoga sali maszynowej powinna być tak wysoko, aby do piwnic pod fundamentami maszyn dochodziło światło dzienne, bo wszelkiego rodzaju inne oświetlenie częstokroć zawodzi, a przede kontrola i obsługa maszyny jest niedostateczna. W kanałach i w całej sali należy dbać o czystość.

R A M Y

Rama ma za zadanie podejmowanie sił działających w maszynie i przenoszenie ich na fundament, przede musi być silnie przytwierdzona do fundamentu. Ze względów fabrykacyjnych i montażowych cylinder powinien być w ramie centrowany i tak połączony, aby był dogodny demontaż maszyny.

Jako główną zasadę przy budowie ram powinniśmy przyjąć centralne podejmowanie i przenoszenie sił przez ramę. Rama przenosi duże siły i naprężenia w materiale panują też dość wysokie, przede, aby je zmniejszyć, konstruktor powinien dbać o to, aby siły działały możliwie na najmniejszej dźwigni. Ze racjonalną należy uznać tę konstrukcję kołnierza ramy i centrowania cylindra w ramę, przy której jest umożliwiona swobodne rozszerzenie się cylindra. Prócz tego trzeba baczyć, aby jaknajmniej ciepła cylindra udzielało się ramie, z tej przyczyny, zwłaszcza u większych maszyn kołnierz ramy przyłoga do cylindra tylko żebrami. Ciśnienie jednostkowe pomiędzy kołnierzem ramy i kołnierzem cylindra może być bardzo wysokie i dochodzi do aż około 500 kg/cm^2 . Zasadom tu wyłuszczonej nie odpowiada kołnierz U. ramy na rys. 180.

Stosownie do rodzaju maszyn rozróżniamy ramy leżące i stojące. Konstrukcje ram mogą być bardzo różnorodne. Wśród ram maszyn leżących główna różnica zależy od tego czy mamy korbę oczekową, czy wał wykorbiony. W pierwszym wypadku stosujemy tak zwane ramy bagnetowe, uwidocznione na rys. 180, 181, 182. W wypadku drugim stosujemy ramy widelkowate, konstrukcja których dla maszyn ciężkich jest uwidoczniiona na rys. 183.

Najczęściej spotykaną konstrukcję ramy bagnetowej uwidocznia rys. 180, którą można stosować aż do 800 m/m. skoku maszyny. Jeżeli skok maszyny jest mniejszy od 400 m/m. i jeżeli cylinder jest podparty wtedy rama może posiadać tylko nogę A, a B i C nie są konieczne. Jeżeli cylinder nie jest podparty, to nogi A i C są konieczne. Przy skoku większym od 400 m/m. zaleca się wykonanie i nogi B, aby rama nie przeginała się. Stosowanie nogi C zależy od podpar-

cia cylindra. Nogę A należy tak wykonać, aby można ją było silnie przymocować do fundamentu. Główną zaletą tej konstrukcji jest stosunkowa lekkość, natomiast posiada tę wadę, że podchwytywanie oliwy sprawia pewne trudności, a oliwa może być łatwo rozpryskiwana. Przy ramie tego rodzaju należy pod korbowodem dać skrzynkę z lanego żelaza lub blachy i około drąga korbowego wykonać osłonę, bo przy szybkochojących maszynach cały fundament będzie zalany oliwą, a przeto w bardzo krótkim czasie zniszczony. Gdybyśmy nie stosowali skrzynki a tylko dolne podchwytywanie oliwy, to poleca się do ścianki E przyłączyć ściankę prostopadką pomiędzy nogami A i B. Nogę A należy przymocować do fundamentu czterema śrubami, zaś nogi B i C dwoma. Gdy rama jest lekka to śruby H, K, i M można rozmieścić, jak na rysunku. W tym wypadku najpierw śruby kładziemy w fundament, a potem opuszczamy ramę. Wogóle jednak takiego rozkładu śrub należy unikać. Otwory na śruby fundamentowe powinny być tak rozmieszczone, aby monter po właściwym ustawieniu ramy mógł śruby wkładać z góry tak, jak to jest przy N. Otwory nie dostosowane do tego warunku są niebezpieczne, bo może się zdarzyć, że śruba przy dociąganiu lub też w innym wypadku zerwie się, a wtedy ramy musimy podnosić, aby móc włożyć inną. Nadlewki E służą do przymocowania łożysk wału sterowniczego. W dolnej ścianie E musi znajdować się otwór, który umożliwia łatwe wyjęcie rdzenia. W konstrukcji tej ramy nie jest wykonany korzystny rozkład materiału, zwłaszcza w okolicy fundamentu. Otwory II i III służą do smarowania prowadnicy, na której pracuje trzewik wozzika. Wykonuje się je z nacięciem gwintowym gazowym $\frac{1}{2}$ " do $\frac{5}{8}$ " zależnie od wielkości maszyny. Otwór I. służy do smarowania dławnicy. U głównych łożysk maszyn szybkoobrotowych smarowanie stosuje się pierścieniowe, łańcuszkowe lub centralne, które można uważać za najlepsze. Przy smarowaniu centralnym maszyny główny kurek powinien być połączony z hamulcem, aby podczas postoju był zamknięty i oliwa nie kapkała. Grubość ścianki g_k powinna być znacznie większa J, ponieważ tam kończy się materiał i to, co zostało wyjęte musi być tu zastąpione. g_1 musi być od 8 do 16 m/m. większe od g .

Zwykle przy $s \leq 600$

$s = 600$ do 1200

$s > 1200$

bierzemy $g_1 - g \geq 8$

" $g_1 - g \geq 12$

" $g_1 - g \geq 16$

g_k powinno być znacznie grubsze od g .

W_1 służy do podchwytywania oliwy i wody, która spada z dławnicy, aby nie spływała po powierzchni a. Otwór służy do odprowadzania. Występ W jest pożądanym, aby tokarz przy zamocowywaniu na obrabiarce mógł ramę dobrze ustawić. U powinno być dość duże.

Okienko O musi być dostatecznie duże, aby mółdz z łatwością indykować maszynę. Po drugiej stronie ramy powinno być mniejsze okienko aby mółdz w razie połączenia drąga tłokowego z wodzikim za pomocą klina ten klin wybijać.

Przy konstrukcji tej ramy jest to korzystne, że bagnet chwytą dość wysoko za łożę przez co jest przenoszenie sił centralne. Średnica prowadnicy powinna być dość duża aby korbówód nie uderzał. Ze względu na centralne przenoszenie sił i lekkość konstrukcji dążymy, aby punkt ciężkości był możliwie wysoko, stosuje się przeto górne ścianki grubsze od bocznych i dolnych. Żebra nie powinny być przesadnie wysokie i górne powinny być niższe, a dolne wyższe.

U maszyn średnich i większych, aż do $s = 1200$ m/m., stosują często konstrukcję, jak na rys. 181. Rama posiada jedną długą nogę L , a oprócz tego nogę przy kołnierzu, wykonanie której lub niewykonanie zależy od podparcia cylindra. Noga po przedniej stronie ramy posiada wysokość H , a łączy się z prowadnicą na wysokości h /przekrój $a \times a$ /. Wszystkie szczegóły wypowiedziane przy rys. 180 dotyczą się i tego rysunku.

Zwróć uwagę na stosunkowo małą wysokość H tej ramy i na wzmocnienie przez skrzynkę S . Ze względu na transport korzystniej całą wysokość ramy wykonać na długości L większą niż tak, jak tego wymaga skrzynka S ; lecz najczęściej wykonuje się według rys. 181. Występ x_1 służy do podchwytywania oliwy i nie powinien być zamały. Każde łożę wału sterującego jest przytwierdzone czterema śrubami i umiejscowione dwoma kołkami dopasowanymi. Górna krawędź skrzynki A powinna iść możliwie wysoko; najczęściej w okolicy środkowej osi maszyny, a ze względów konstrukcyjnych często i ponad środkową oś. Ciekawe są też i przekroje $x-x$ i $y-y$. Ścianki boczne I są trochę pochylone ze względu na wyjmowanie rdzenia. Jeżeli rdzeń ten wykonany jest z piasku wtedy grubość ścianek g nie może być zmienna, a gdy wykonany jest w glinie to grubość może być różna. Ściankę górną g_0 robimy prostą. Jeżeli zależy nam aby punkt ciężkości był jaknajwyżej, wtedy g_0 wykonujemy grubszą od bocznych. Promień zaokrąglenia R dać dość duży 50 do 100 m/m. zależnie od wielkości maszyny. Niektórzy konstruktorzy stosują ściankę g_0 półokrągłą co ładnie wygląda, ale wykonanie modelu jest droższe z czem podczas można się pogodzić ze względu, że modele te służą dość długo. Łapki M służą do zmniejszenia ciśnienia jednostkowego na fundament. Z tych samych względów wylewa się całą ramę betonem. Przy wlewaniu ramy betonem należy w górnej ściance umieścić otwory d_x , które zamyka się kołkami drewnianymi, a potem czpachluje.

W przekroju $y-y$ trzeba się trzymać tej zasady, że materiał wybrany powinien być zastąpiony, czyli występy III winny być dość silne. Szerokość I powin-

na być mniejsza niż II, aby oliwa z górnej części mogła spaść na dół. W tym względzie konstrukcja na rys. 180 nie jest odpowiednia, można ją jednakże stosować wtedy, gdy przytwierdzamy do ramy blachę podchwytyjącą oliwę, jak to zaznaczono na rysunku. Przy szybkochojących maszynach blacha ta jest konieczną. Jakieśmy już zaznaczyli odstęp α powinien być dostatecznie duży, gdyż prowadnica jest toczona, a przy większej zwłaszcza długości odlew wypadnie inaczej niż to, co wykonane na rysunku i potem przy toczeniu musielibyśmy wchodzić głęboko nieraz w materiał.

Teraz przejdziemy do ram maszyn ciężkich, konstrukcja których jest uwidocz-
niona na rys. 182. Niektóre fabryki stosują tę konstrukcję i dla maszyn lżejszych. Rama ta jest kosztowna ze względu na wielki jej ciężar. Aby ciężar zmniejszyć robimy H mniejsze i robimy skrzynkę pod łożem głównym.

Wspomniemy jeszcze, że okienko nie powinno dochodzić zbyt blisko do kołnierza, gdyż łatwo mogą zachodzić pęknięcia. Zbyt wielka odległość jest również wadliwa ponieważ dostęp do dławnicy jest utrudniony. Ścianki II i III należy tak umieszczać jak na rysunku t.j., aby przy odlewaniu rdzeń nogi nie był podparty na długości, na której pracuje wózek, gdyż podpórka jest z kutego żelaza a za-
tem mogłaby uszkodzić trzewik wózka. Wzmocnienie które widzimy pomiędzy bagne-
tem i prowadnicą jest wykonane bardzo korzystnie. Chcąc zmniejszyć ciężar ma-
szyny, należy ściankę g wykonać niewielkiej grubości, a natomiast grubszą pod łożem na długości I, tu zachodzą bowiem główne naprężenia i rama tu naj-
łatwiej pęka.

TABELKI PRZYBLIŻONE RAM

SILNIKI JEDNOCYLINDROWE

S	D	H	G	α "	α "
400	270 - 290	300 - 380	16 - 19	1.1/8	
450	300 - 320	320 - 400	17 - 20	1.1/8	
500	325 - 350	350 - 440	18 - 20	1.1/4	
550	360 - 380	400 - 460	18 - 20	1.1/4	
600	380 - 400	450 - 480	20	1.1/4	
700	410 - 430	480 - 520	22	1.1/2	
800	450 - 480	520 - 550	24	1.1/2	
900	500 - 525	550 - 600	25	1.1/2	1.3/4
1000	550 - 575	600 - 650	25 & 28	1.1/2	1.3/4
1100	600 - 625	650 - 700	25 - 28	1.3/4	1.3/4
1200	680 - 710	700 - 750	28 - 30	1.3/4	2
1400	770 - 800	750 - 800	30 - 35	2 / 6/	2 1/4 / 4/

1600	825 - 860	800 - 850	34 - 36	2 1/4	/6/	2 1/2 /6/
1800	900 - 950	850 - 900	35 - 40	2 1/2	/6/	2 3/4 /6/

SILNIKI TANDEM I PRZELOTOWE.

S	D	H	G	"	"
500	380 - 450	400 - 460	20 - 24	1 1/2	
550	400 - 480	450 - 480	22 - 25	1 1/2	
600	430 - 500	480 - 520	23 - 26	1 1/2	
700	480 - 525	500 - 550	24 - 27	1 3/4	
800	525 - 550	550 - 600	25 - 28	1 3/4	
900	600 - 630	600 - 650	26 - 33	2	
1000	650 - 700	650 - 700	28 - 35	2 1/4	/6/ 2 1/4 /4/
1100	700 - 725	700 - 750	28 - 36	2	/6/ 2 1/4 /4/
1200	725 - 775	750 - 800	28 - 38	2	/6/ 2 1/4 /4/
1400	800 - 850	800 - 850	30 - 40	2 1/4	/6/ 2 1/2 /4/
1600	850 - 950	850 - 900	34 - 42	2 1/4	/6/ 2 1/2 /6/
1800	950 - 1050	950 - 1000	35 - 45	2 1/2	/6/ 3 /6/

Wymiary podane w powyższych tabelkach są przybliżone, gdyż naprężenia zależne są od sił działających w maszynach, a zatem i odnośne wymiary muszą być zależne od nich.

Przy budowie ramy należy brać wzgląd na dobry rozkład materiału co sprawia znaczne trudności zwłaszcza w okolicy łoża, gdzie nie powinno być nagromadzenia materiału a od grubych ścianek do cienkich stosować stopniowe przejście.

Ze względów odlewniczych ramy wykonywać należy żebrowane, co najczęściej się uskutecznia w okolicy śrub fundamentowych. W małych i średnich maszynach stosuje się jak na rysunku 184. Zamiast tej konstrukcji można stosować tak jak na rys. 185., lub też jak na rysunku 182, 183. Naprężenia, zachodzące w ramie, mogą być zmniejszone przez umiejętne przytwierdzenie ramy do fundamentu lub też powiększone przez niewłaściwe przytwierdzenie. W okolicy śrub rama powinna się opierać na fundamencie, aby przyociąganie śrub nie przeginało ramy.

/Rys. 186/ Oznaczmy przez P maksymalny nacisk blokowy, S punkt środka ciężkości najniebezpieczniejszego przekroju to otrzymamy:

$$1) \quad M_b = P \cdot l = \frac{\gamma}{e} \cdot k_b \leq 250 \text{ kg/cm}^2$$

$$2) \quad M_b = P l_1 = \frac{\gamma_1}{e_1} \cdot k_b \leq 250 \text{ kg/cm}^2$$

Dawniej nie obliczano wytrzymałości tych przekroi i spotykają się maszyny w użyciu do pędzenia pomp, gdzie naprężenia dochodziły do 800 kg/cm^2 i maszyny pracowały dobrze cały szereg lat, a to z tego powodu, że naprężenia te panowały krótką chwilę w położeniu przedwlotowym, ale w końcu i te rany pękały. Prowadnicy nadaje się taki kształt, aby oliwa nie wypryskiwała, a u szybkobieżnych należy stosować skrzynki do podchwytywania oliwy /rys. 183/. Średnica prowadnicy musi być tak duża, aby korbówód nie uderzył w nie, więc już z góry musimy się zdecydować jakie podchwytywanie oliwy zastosujemy. Najczęściej stosuje się konstrukcje, jak na rys. 187. Jest to płyta z łanego żelaza przytwierdzona śrubami a do prowadnicy, a b z innymi stronami przylega do ramy. Podchwyty te stosuje się tylko do dolnych trzewików. Gdy podchwyty ma służyć i do górnego trzewika, to wykonujemy go jako jedną całość /rys. 188/. Wodzik przechodzi za prowadnicę o wielkości $T = 8$ do 15 m/m . Przestrzeń J nie może być mała aby nie było kompresji powietrza. Ważne jest też podchwytywanie oliwy po stronie korby, gdzie do zbierania oliwy służy skrzynka, przytwierdzona do ramy. Jeżeli taką skrzynkę przylejemy do ramy, to wprawdzie jest ona najkorzystniejsza pod względem szczelności, lecz jest kosztowna ze względu na odlew, a niebezpieczna ze względów transportowych. Gdy stosujemy osobne skrzynki to wymagają one solidnego wykonania na uszczelnienie oliwy, a więc powierzchnię A /rys. 189/ należy obrobić i kołnierz K dać silny, aby się nie ugiął. Odległość pomiędzy śrubami S , przytwierdzającymi skrzynkę do ramy, zwłaszcza w okolicy łoża, należy brać mniejszą od 160 m/m , ze względu na dobrą szczelność. Należy brać wzgląd i na to, aby korba nie uderzyła w skrzynkę co zmasza do odpowiedniego wysięcia, /jak na rys. 181 i 183/ w okolicy łoża. Oliwa z rowków X dostaje się też do skrzynki. Do odprowadzania oliwy służy otwór O_1 zamykany kołkiem z gwintem gazowym. Jeżeli oliwa zaczyna przeciekać na powierzchni A to przytwierdzamy blachę, jak zaznaczono na rys. 189. Czasami stosują konstrukcję podług rys. 190, a nosek N służy do tego, aby oliwa ściekała do skrzynki. Obróbka w tym wypadku jest tańsza, ale nosek N może się ułamać.

Występy, na których spoczywają śruby, łączące ramę z cylindrem, powinny być racjonalne. Kołnierz ramy jest zwykle pochyły dlatego stosuje się pewne nadlewki, które powinny być okrągłe /rys. 191/, aby można było obrobić mechanicznie, a nie ręcznie; wykonanie przeto podług rys. 192 jest wadliwe, gdyż część musi być obrobiona ręcznie.

Przy wygiętych wałach stosujemy ramę widełkowatą. U małych maszyn poniżej 500 m/m skoku stosujemy te ramy, aby zmniejszyć koszt wykonania. Stosujemy jedno lub dwa koła zamachowe, /rys. 193 i 194/. U ciężkich maszyn posługujących

także przelotowych stosujemy wały wygięte, a zatem i ramę widełkowatą, aby zmniejszyć średnicę wału I, przez centralne podchwytywanie sił, zmniejszyć pracę tarcia, a co zatem idzie, zwiększyć wydajność maszyny. Rama posiada dwa lub trzy koła I, II i III. I i II są w ramie widełkowatej. Najwięcej obciążone jest koło II, gdyż oprócz nacisku od korbki musi podejmować ciężar koła zamachowego. Aby częściowo odciążyć przy układzie podług rys. 194., monterzy uciekają się do różnych sztuczek, więc na przykład, przy ustawianiu podkładają papier rysunkowy pod koło II, po wyjęciu którego koło się o tę wysokość obniży i wał się częściowo wynie, obciążając więcej koła I i III. Montaż przy ramach widełkowatych jest dość trudny, gdy mamy połączone dwie maszyny z takimi ramami z wałem podwójnie wykorbionym.

Co do konstrukcji na rys. 183. to odnosi się ona do ciężkiej szybkoobrotowej maszyny krótkoskokowej. Występy Σ w skrzynce służą do tego, aby monterowi ułatwić stanie podczas montażu. Rama jest wylana betonem. Otwór O_1 służy do odprowadzania oliwy. Pokrywa koła może być w ramie dopasowana, tylko w miejscu X zawsze jest mała szczelina. U maszyn powyżej 550 m/m. skoku przy wielkich naciskach tłokowych stosuje się ramy widełkowate z kołzyskami skośnie dzielonymi. Ramy widełkowate są kosztowniejsze od bagietowych mimo to są chętnie stosowane, jak już było wspomniane, gdy mamy do czynienia z wielkimi siłami. Konstrukcje tych ram mogą być bardzo różnorodne.

RAMY STOJĄCE .

Ramy stojące stosuje się przeważnie do maszyn szybkoobrotowych krótkoskokowych. Konstrukcje tych ram są bardzo różnorodne, a jedną z typowych przedstawia rys. 195. Przekroje ramy przedstawione są na rys. 196, 197 i 198. Rama składa się z podstawy, słupa lanego o przekrojach wymienionych i z filarów, których może być 1, 2 lub 3, zależnie od wielkości maszyny. Filar F robi się ze stali i jest przytwierdzony do ramy śrubami z łbami, a nie sztyftowymi ze względów montażowych. Powierzchnie styku filara z ramą i podstawą powinny być dokładnie doszlifowane. Filary należy obliczyć na wyboczenie, a stopień bezpieczeństwa wziąć 25, zaś na ciągnięcie $K_F = 300$. Rama przytwierdzona jest do podstawy śrubami S_F . Należy zwracać baczną uwagę na zostawienie odstępu $H = 5$ m/m. i oznaczyć to na rysunku dla uniknięcia pomyłek. Na powierzchni A pracuje trzownik wózków. Otwór O służy do spuszczenia oliwy. Największe naprężenia zachodzą w przekroju I - I i należy go bardzo starannie obliczyć.

Oznaczmy przez P maksymalny nacisk tłokowy przez G_k ciężar koła zama-

chowego, przez W moment wytrzymałości przekroju to otrzymamy:

$$k_b = \frac{P + G_k}{2} \cdot \frac{l_s}{2} \cdot \frac{1}{W} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

Przekrój II - II liczymy podług:

$$k_b = \frac{P_r}{1} \cdot \frac{a}{W_1} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

gdzie $\frac{P_r}{1} = N$ oznacza nacisk wózka na powierzchnię A ; W_1 oznacza moment wytrzymałości przekroju II - II, który ma kształt zwykłej skrzynki /rys. 193/ czasami tylko uźebrowanej wewnątrz.

Przekrój III - III liczymy:

$$k_b = \frac{P_r}{l} \cdot \frac{b \cdot c}{b + c} \cdot W_2 \leq 60 \text{ kg/cm}^2$$

Współczynnik wytrzymałości k_b bierzemy tu tak niski, aby uniknąć przegłaniania się ramy. Cały nacisk tłokowy przenoszą dwa łożyska podstawy, więc na każde przypada $\frac{P}{2}$. Pokrywa łożyska jest przytwierdzona dwoma śrubami, to na jedną śrubę przypadnie obciążenie $\frac{P}{4}$ dla śrub $k_s \leq 400 \text{ kg/cm}^2$.

Przekrój IV - IV pokrywy liczymy /rys. 191/

$$k_b = \frac{P}{4} \cdot \frac{g}{W_3} \leq 200 \text{ kg/cm}^2$$

U maszyn wogóle robi się panwie okrągłe, co jest korzystniejsze przy obróbkach, ale u maszyn stojących jest lepiej wykonywać prostokątne z rogami zaokrąglonemi /rys. 200/ ze względu, że to umożliwia regulowanie odległości środka

łoża od środka cylindra przy wazywaniu się panwi. W tym wypadku przez dawanie podkładek możemy regulacje dokładnie uskutecznić. Układ dwóch maszyn pracujących na jeden wał podwójnie wykorbiony jest przedstawiony na rys. 201. Ustawianie tego rodzaju połączenia jest bardzo trudne, a obliczenie wytrzymałości uskutecznia się dla tego łoża, gdzie działają większe siły. Dla maszyn mniejszych i średnich stosuje się najczęściej ramę podług rys. 202 a okienko O można zakryć, aby oliwa nie wypryskiwała. Dla maszyn szybkobieżnych wykonuje się takie ramy całkowicie zamknięte aby zapobiedz rozpryskiwaniu oliwy.

Do cylindrów wielkich maszyn, które nie są obecnie budowane ale spotykają się w użyciu, stosowano ramy, składające się z dwóch podpór zaśrubowanych i tworzących jedną całość /rys. 203./.

✓

S U W A K I .

e - przyskonięcie wlotowe
a - szerokość kanału
i - przyskonięcie wylotowe
U - liniowy wlot przedzwrotowy w m/m.
u - " wylot " "

Srodek koła znajduje się na krawędzi sterującej /jeśli chodzi o wlot pary to na krawędzi sterującej wlotem/. Poziome odległości X przedstawiają stopniowe otwieranie kanału a . Gdy sterująca krawędź N dochodzi do B kanał jest całkowicie otwarty.

Zupełnie analogiczny wykres robimy dla krawędzi sterującej wylotem. Gdy korba doszła do położenia $M P K$ kanał wylotowy jest już otwarty na długości U_1 . Gdy krawędź Q dochodzi do G kanał wylotowy zostaje całkowicie otwarty i dopiero w G_1 zaczyna się ponownie zamykać. Poszczególne odległości y dają pogląd na otwieranie i zamykanie kanału odpływowego.

Suwaków bez przyskóńczenia nie stosuje się, gdyż te nie dawałyby ekspansji i kompresji. Wykresy MULLERA dają jeszcze możność określenia położenia suwaka przy pewnym napełnieniu cylindra; na przykład dla połączenia korby M_1 odchylenie suwaka od położenia osiowego wynosi 3° , i otwarcie kanału równa się X_1 .

Wykres REULAUX /rys. 208/.

Jak poprzednio czynimy $R = r$, lecz linia drogi tłokowej /L. D. T./ pozostaje w miejscu natomiast linję drogi suwakowej okręcamy o kąt $90 + \delta'$ przeciwnie do kierunku biegu maszyny. Wykres rysujemy pod wykresem parowym rzutujemy punkty E_{xp} i C_0 , przyjmujemy ponadto dla wlotu przedzwrotowego kąt $k = 7^\circ - 12^\circ$.

Mając tu punkty wyznaczone na kole łączymy punkty W_1 i E_{xp} , prowadząc teraz przez środek koła prostą $S.S.$ równoległą do prostej $W_1 E_{xp}$ otrzymujemy linję prostopadką do drogi suwakowej i kąt przedowania δ' , odległość e jest zewnętrznym przyskóńczeniem.

Prowadząc z punktu C_0 prostą równoległą do $S S$ otrzymujemy punkt W_y ; prosta $C_0 W_y$ tworzą wraz z prostą poprowadzoną w odległości a od $C_0 W_y$ i równoległą do niej wykres dla wylotu. Odległość i jest wewnętrznym przyskóńczeniem. Jeżeli punkt W_y znaleziony z wykresu REULAUX nie odpowiada punktowi W_y z wykresu parowego, to należy zmienić C_0 .

Dla określenia wymiarów kanałów i suwaka wychodzimy z wzoru:

$$F_{cm} = f_a v_a, \text{ gdzie } f_a = ah$$

F - oznacza czynny przekrój tłoka

C_m - " średnią szybkość tłoka

f_a - " przekrój kanału *wlotowego*

v_a - " szybkość pary w kanale

a - " szerokość kanału

h - " wysokość kanału

Przyjmujemy $h = 0,6 \div 1,0 D$

teraz można obliczyć a

$$a_{obl} = \frac{f_a}{n}$$

Stosunek

$$\frac{a_{obl}}{a_{wykr}}$$

daje nam skalę wykresu na zasadzie której można określić e , i , i r .

Przy konstrukcji suwaka należy dbać, aby przy największym odchyleniu suwaka kanał wylotowy był dostatecznie szeroki. Promień mimośrodowości r jest zwykle tak dobrany, aby

$$r = a + e$$

zachowanie powyższej zależności nie jest jednak konieczne; gdy $r < a + e$, to kanał dla wlotu nie jest dostatecznie wyzyskany przy $r > a + e$ suwak robi niepotrzebnie zbyt długą drogę. Układ $r > a + e$ /rys. 209/ stosuje się u suwaków podwójnych.

Wykres ZEUNERA /rys. 210/.

Kąt δ' odkładamy od środkowej osi przeciw biegowi maszyny i otrzymujemy linię HH na której leżą środki kół o średnicy r i przechodzące przez punkt O. Poza tym z punktu O zataczamy koło o promieniu R /na rys. 210 jest $2r = R$, lecz to niekonieczne, naogół $2r \geq R$ /. Na otrzymanym wykresie odległości poszczególnych punktów obwodu kół suwakowych od środka O dają drogę jaką przebiega suwak od położenia środkowego. Na przykład położeniu korby w U_1 odpowiada odchylenie suwaka od położenia środkowego na odległość OE. Aby to dowieść porównajmy na wykresach /rys. 210 i 211/ $\angle KE O$ i $\angle OF B$ widzimy, że $1/\angle KE O = \angle OF B = 90^\circ$ $2/\angle O B = \angle O K$ $3/\alpha + \beta + \delta' = \alpha + \gamma + \delta' = 90^\circ$ stąd więc i $\angle OF = \angle OE$ c.b.d.d.

Dla otrzymania wykresu ZEUNERA podług danego wykresu parowego rzutujemy na koło ozopa /rys. 212"/kerbowego /prom. R / punkt E_{xp} odkładamy następnie kąt $k = 7^\circ - 12^\circ$, łączymy otrzymane punkty, prowadzimy przez O prostą prostopadłą do $E_{xp} W_e$ i na niej wybieramy środek koła suwakowego tak, aby ono przechodziło przez O. Z punktu O zataczamy ponadto łuk przechodzący przez punkty przecięcia się prostych $W_1 O$ i $E_{xp} O$ z kołem suwakowym; promień tego łuku będzie przyskonięciem a zewnętrznym. Rzutując punkt C_0 prowadzimy prostą $C_0 O$; przetnie ona koło suwakowe /dolne/ w punkcie, przez który znowu zataczamy łuk, będzie to przyskonięcie /1/ wewnętrzne. Punkt W_y otrzymujemy prowadząc prostą OW_y przez punkt przecięcia się koła suwakowego /dolnego/ z kołem o promieniu i .

Wykresy ZEUNERA stosuje się z powodzeniem przy obliczaniu rozrzędu pary z-

regulacją osiową natomiast w innych wypadkach ustępują one wykresom MULLERA
RENLAUX z powodu trudności przy określaniu a i i .

Jak widać z wyżej podanych wykresów wada suwaka płaskiego jest wzajemna zależność charakterystycznych punktów rozrzędu parowego. Gdy np. chwilowe zapotrzebowanie energii jest mniejsze i wymaga 20% napełniania zamiast 30%, na jakie była maszyna liczona, to chcąc utrzymać położenie punktów W_1 i C_0 wylot $/W_y/$ otrzymamy inny. Ponadto nietrudno zauważyć jeszcze /rys. 213/ z wykresów że uzyskanie małego napełnienia jest bardzo trudne, gdyż niepomniernie wzrasta wielkość suwaka./przyskonięcie a i i otrzymujemy bardzo duże/.

UWZGLĘDNIENIE DŁUGOŚCI RZECZYWISTEJ KORBOWODU.

W dotychczasowej konstrukcji wykresów nie uwzględnialiśmy rzeczywistej długości korbowodu, która jednak wywiera duży wpływ, położenie charakterystyczniejszych punktów $/W_1, E_{xp}, W_y, C_0/$ na wykresie rzeczywistym zmienia się o kilka a nawet czasem o kilkanaście % i przytem dla każdej strony tłoka inaczej. Dla wyjaśnienia tego wpływu rozpatrzmy rys. 214 /należy zauważyć, że droga tłoka równa się drodze wędzika/; z rysunku tego widać już, że przy skoku naprzód /korba postępuje od MFO do MPK/ tłok wyprzedza czop korbowy, przy skoku wstecz czop przoduje tłokowi w porównaniu z korbowodem nieskończenie długim.

Rys. 215 ilustruje rzeczywiste wykresy indikatora przynależne do nich wykresy suwakowe, na wykresie parowym oznaczono zmiany, jakie powstałyby w założeniu $L = \infty$. Z wykresów tych widać, że po stronie odkorbowej otrzymuje się większą E_{xp} , większą C_0 , a mniejszy W_y ; po stronie zaś kukorbowej mniejszą E_{xp} , mniejszą C_0 i większy W_y . Podobne zmiany wprowadza skończona długość drążka mimośrodowego, lecz z powodu dużej długości drążka w porównaniu z promieniem mimośrodowości, zmian tych nie uwzględniamy.

Powyżej zaznaczone różnice niwelują się częściowo przy względnym przesunięciu się środka wahań suwaka na gładzi suwakowej /rys. 216/, pomimo to jednak otrzymuje się w tym wypadku 1/ nierówny wlot przedzwrotowy dla obydwóch stron cylindra, 2/ niezupełne otwarcie kanału po stronie odkorbowej. Częściowe wyrównanie N_{ap} i C_0 przez przesunięcie w stronę odkorbową /pomimo swoich braków/ robi się czasem w rzeczywistości w celu otrzymania jednakowej długości łapek A_1 w celu ułatwienia fabrykacji. Z powodu dużej różnicy pomiędzy e_c i e_p , $e_c > e_p$, otrzymalibyśmy też duże różnice wlotu przedzwrotowego dla obu stron tłoka, co jest niedopuszczalne, więc rezygnuje się częściowo z jednakowego napełniania a zachowuje się tylko jednakową kompresję z obu stron. Jak z powyższego widać wyrównanie długości korbowodu przez przesunięcie suwaka na gładzi suwakowej można osiągnąć tylko zgruba i dlatego poleca się robić suwak niesymetryczny.

Wykresy 215 a i b. można połączyć w jeden i wówczas otrzymany wykres 217.

KĄT OKLINIENIA MIMOŚRODU.

Kąt oklinienia mimośrodów nie zawsze pokrywa się z δ zależy to od wzajemnego położenia głównej osi maszyny i suwaka. Mogą zachodzić tutaj 3 wypadki:

1/ Suwak jest w osi głównej maszyny /rys. 218/, przy martwym położeniu korby w p. MPO środek mimośrodu znajduje się w E. t.j. przekroczył linię M - M środkowego położenia mimośrodu o kąt δ /środkowym położeniem mimośrodu nazywa się położenie prostopadłe do środkowego kierunku drążka mimośrodowego, t.j.

linią łączącą widelki z środkiem wału przy środkowym położeniu suwaka/. W danym wypadku kąt oklinienia nakrywa się z kątem przodowania.

2/ Suwak znajduje się poniżej osi głównej maszyny /rys. 219/, gdy korbą jest w MPO środek suwaka powinien być w E, lecz ponieważ suwak jest niżej osi maszyny środkowej kierunku drążka mimośrodowego jest WO, środkowym położeniem mimośrodu jest M - M₁ a więc środek mimośrodu leży w E₁ przyczem $\angle MOE_1 = \delta$

Kąt oklinienia nie nakrywa się z kątem przodowania.

3/ Suwak leży powyżej osi. WO jest środkowym kierunkiem drążka mimośrodu, M - M₁ środkowe położenie mimośrodu $\angle MOE_1 = \delta$, punkt E jest środkiem mimośrodu /rys. 220/.

Ze względu na duże trudności przy prawidłowym oklinianiu mimośrodu odrazu w fabryce, poleca się je klinować tylko prowizorycznie i stosować kliny nastawiane /rys. 321/, by móżdż później poprawić ewentualny błąd.

Suwaki płaskie większe robi się z żelaza lanego, mniejsze z mosiądzu. Połączenie suwaka z drążkiem suwakowym wykonywane bywa rozmaicie /rys. 222/, zawsze jednak należy dać taką konstrukcję, aby suwak mógł się odchylić od gładzi bez zgięcia drążka /np. przy uderzeniu wodnym/. Aby suwak nie mógł się podczas postoju maszyny odchylić od gładzi suwakowej przyciska się go sprężyną /rys. 223/; oliwę doprowadza się pod ciśnieniem. Mechanizm napędowy suwaka musi być silnie wykonany, aby opanować: 1/ opór tarcia i 2/ opór przyspieszenia,

3/ ciężar suwaka poruszającego się w górę /przy maszynach pionowych/. Opór tarcia równa się /rys. 224/.

$$R = h b \mu; \mu = 0,18 - 0,22$$

Przeciwność nie uwzględnia się. W drążkach daje się

$$k_x \approx 500; j = 15 - 25 \text{ /przy wyboczeniu/}$$

Opór przyspieszenia

$$R_1 = \frac{v^2}{r} \cdot \frac{G}{9,81}; v = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{60}$$

G - ciężar suwaka

r - promień mimośrodu

Przy małej ilości obrotów $n \approx 150$ liczy się tylko R nie uwzględniając R_1 . U maszyn stojących uwzględnia się opory 2/ i 3/ i stosuje nawet niekiedy tylne prowadzenie. Drąg suwakowy musi poza tym posiadać silnie zbudowane /przymocowane do ramy/ prowadzenie.

Suwak płaski posiada poważne wady: 1/ duże dławienie pary, 2/ duże R / a więc duże obciążenie mechanizmów napędowych/, 3/ niemożność regulacji z powodu zależności punktów zasadniczych, 4/ duże szkodliwe przestrzenie. Zalety tych suwaków są następujące: prostota budowy, szczelność i niezawodność biegu.

SUWAKI Z KILKAKROTNYM OTWIERANIEM DLA WLOTU / WYLOTU /

I. Suwak TRICK'A / rys. 225/. Daje podwójny wlot; stosuje się u cylindrów niskoprężnych parowozów, daje małe dławienie pary. Zwykle robi się $r > L_1 + \frac{a}{2}$; dla $r \leq a + e$ otrzymuje się dławienie pary, lecz skok suwaka jest mniejszy. Najczęściej stosuje się taki układ, aby podczas wylotu kanał o szerokości a_g po stronie kukorbowej został całkowicie otwarty, czyli

$$r \geq a_g + \tilde{e}_p$$

Oczywiście

$$r_{min} = e_t + \frac{a}{2}$$

Oba wykresy /str. kukorb. i odkorb./ dla suwaka TRICK'A widoczne są na rys. 226 a.b.; zauważyć należy, że odległości z zawsze są równe odpowiednim odległościom y ponieważ wlot pary jest dwa razy szybszy.

II. Suwak PENNE /rys. 227/ daje podwójny wlot i podwójny wylot. Gdyby na grzbiecie tego suwaka umieścić przewód TRICK'A to otrzymalibyśmy potrójny wlot i podwójny wylot. Tego rodzaju suwaki stosowane dawniej do okrętowych maszyn.

III. Suwaki z przewodem /rys. 228/ umożliwiają przepływ pary z jednej strony tłoka na drugą /rys. 228/. To przynosi korzyści: 1/ u maszyn niskoprężnych, gdzie ciśnienie w ~~przewodzie~~ p_r i przeciwprężność p_o są zmienne, 2/ u maszyn pracujących z próżnią, bo przez przepływ powiększa się kompresja i uzyskuje dobry rozkład sił, 3/ u maszyn z wolnym wydmuchem np. w walcowniach, u których zapobiega się aby p_o nie przekroczyło p .

Suwak WEISSA /rys. 229/ używa się w cukrowniach, w połączeniu z przewodem TRICK'A daje podwójny wlot i podwójny wylot prócz tego daje przepływ pary z jednej strony tłoka na drugą. Przysilenie i musi być większe od wielkości przepływu W_1 zwykle $i = w + c$, gdzie

$$c = 2 - 12 \text{ m/m.}$$