

K O Ł O Z A M A C H O W E .

Rozpatrując bieg maszyny parowej, łatwo zauważymy, że nawet przy stałej ilości obrotów na minutę, szybkość styczna korby jest zmieniana. Na zmienność tej prędkości mają wpływ czynniki następujące: 1) nierównomierność nacisku tłokowego, 2) ustrój przekładni korbowej oraz 3) masy ruchome /tłok, tłoczysko, wózek, korbowod, korbka i t.d./. Otóż koło zamachowe służy do zmniejszenia oddziaływania czynników powyższych, a co za tem idzie regulowania prędkości biegu maszyny w czasie jednego obrotu.

Na niejednostajność biegu maszyny wywiera znaczny wpływ ilość cylindrów, z którego to powodu rozpatrzmy wpiertw koło zamachowe maszyny jedno- , a potem wielocylindrowej.

Przypomnijmy sobie przedtem sposób odnajdywania siły stycznej do drogi czopa korbowego przy danym czynnym nacisku tłokowym P_s . Siła P_s rozkłada się na siłę pionową N , przenoszona przez wózek, i siłę S , działającą wzdłuż korbowodu. Z rys. 350. widzimy, że $S = \frac{P_s}{\cos \beta}$

Z kolei siła S rozkłada się na siłę R , znoszącą się z reakcją łożysk i siłę styczną T - pędzącą korbę. Łatwo zauważyć, że $T = S \cdot \sin(\alpha + \beta)$, skąd po podstawieniu,

$$T = \frac{P_s}{\cos \beta} \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

To samo można zrobić wykreślić nie w sposób pokazany na rys. 351. Oś korbowodu przedłużamy do przecięcia się z osią pionową yy w punkcie X ; łączymy punkt X z punktem M , od punktu M odkładamy $MN = P_s$ i z punktu N prowadzimy normalną do przecięcia się z MX w punkcie H . Odcinek $NH = T$.

Dowód: $\frac{NH}{MN} = \frac{OX}{OM}$, $NH = \frac{OX}{OM} \cdot MN$. Z $\triangle KOK$ mamy

$$\frac{OX}{OK} = \frac{OX}{OM} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(90 - \beta)} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad \text{zatem} \quad NH = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} P_s = T$$

A. Koło zamachowe dla maszyny jednocyylindrowej.

Ażeny móż obliczyć masę i wymiary koła zamachowego, trzeba sobie zdać dokładnie sprawę z sił oddziałujących na korbę wału. Mianowicie, występuje tu nacisk, powstały w cylindrze wskutek prężności pary i nacisk mas ruchomych. Ten ostatni zależy od przyspieszenia udzielanego masom przez parę, oraz od wielkości samych mas. Wielkość mas daje się obliczyć przy konstruowaniu maszyny. Należy tu tylko nadmienić, że do mas posiadających ruch postępowo zwrotny dodaje się zazwyczaj połowę masy korbowodu,

jako posiadającego ruch pośredni pomiędzy postępowo zwrotnym, a obrotowym. Do części maszyny parowej posiadających ruch postępowo zwrotny należą przede wszystkim: tłok, tłoczysko i ^{wódnik} krzyżulec. Rozpatrzmy zatem ruch tych części.

Oznaczmy: R - promień korby, L - długość korbowa, p - przyspieszenie linjowe ^{wódnika} krzyżulca, v - prędkość linjowa czopa korbowego, w - prędkość ^{wódnika} kątową korby, c - prędkość linjową ^{wódnika} krzyżulca. Z rys. 352 widzimy, że w założeniu korbowa nieskończenie długa ($L = \infty$ czyli $\alpha \beta = 0$) mamy: droga przebyta przez krzyżulec $X_1 = R / 1 - \cos \alpha$ / zatem $C_1 = \frac{dx}{dt} = R \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R \cdot w \sin \alpha = \underline{V \sin \alpha}$

Przyspieszenie zaś $p_1 = \frac{dc}{dt} = V \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt}$ ponieważ jednak $\frac{d\alpha}{dt} = w = \frac{V}{R}$ zatem $p_1 = \frac{V^2}{R} \cos \alpha$

$$V = R\omega = \frac{D \cdot \pi n}{2 \cdot 60}$$

Jeżeli uwzględnimy rzeczywistą długość korbowa L to otrzymamy:

dla ruchu kukorbowego $X = MC + CD = R / 1 - \cos \alpha + L (1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha})$
odkorbowego $X = MC' - CD' = R / 1 - \cos \alpha - L (1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha})$

Z dostatecznym przybliżeniem mamy $\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \alpha$

Zatem można przyjąć ^{jako} wzór na X w postaci ogólnej z dostatecznym przybliżeniem równanie $X = R / 1 - \cos \alpha \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{R^2}{L} \cdot \sin^2 \alpha$

Skąd droga różniczkowania otrzymamy:

prędkość krzyżulca $C = \frac{dx}{dt} = V / \sin \alpha \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{R}{L} \sin 2\alpha$

przyspieszenie $p = \frac{dc}{dt} = \frac{V^2}{R} \cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha$

Na rys. 353 mamy przedstawione wykresy przyspieszeń: linją przerywaną zaznaczono wykres przyspieszeń w założeniu korbowa nieskończenie długa, 2 proste przecinające się w połowie długości skoku, oraz dla korbowa skończonego, linją pełną. Aby teraz otrzymać ciśnienie tych mas na czop krzyżulca dla dowolnego kąta wystarczy odpowiednio przyspieszenie pomnożyć przez ich masę, t.j. przez $\frac{G_m}{g}$, gdzie G_m oznacza ciężar mas ruchomych, a g - przyspieszenie ziemskie.

Zwykle przy obliczaniu koła zamachowego rozpatrujemy korbówkę, jako nieskończenie długą i ciśnienie mas w punktach martwych znajdujemy ze wzoru $M = \frac{G_m \cdot v^2}{g \cdot R}$

Teraz przejdziemy do rozpatrzenia wpływu zmienności nacisku pary na tłok maszyny na równomierność biegu.

Otóż, jak to z wykresu indykatorowego widać, prężność pary w czasie

jednego obiegu ulega silnym wahaniom. Tu jednak chodzi nie o bezwzględną wartość ciśnienia pary w poszczególnych położeniach tłoka, lecz o różnicę prężności pary, znajdujące się w danej chwili po obu jego stronach, gdyż ona daje nam wyobrażenie o rzeczywistej wartości nacisku tłokowego. Aby się w tym zorientować budujemy wykres nado ciśnienia pary, odejmując od prężności pary świeżej, przeciw prężności pary odlotowej, względnie sprężanej po przeciwnej stronie tłoka /rys. 354 ^b/. Przytem nado ciśnienia dla skoku kukorbowego odkładamy od osi poziomej w górę, zaś dla odkorbowego - w dół /rys. 354 ^b/. Teraz, mając już znaleziony wpływ mas oraz zmienności nado ciśnienia pary należy znaleźć wypadkową obu tych czynników. W tym celu znajdujemy wielkość ciśnienia mas przypadającą na jednostkę czynnej powierzchni tłoka /dla położenia martwego przy $\angle = \infty$

$$m = \frac{M}{F_{cm}^2} = \frac{Gm}{g \cdot R \cdot F} \cdot v^2$$

gdzie F_{cm}^2 oznacza czynną powierzchnię tłoka zaś $v = \frac{2\pi Rn}{60}$ i wykres ciśnienia

mas wrysowujemy do wykresu nado ciśnienia pary. Następnie sumujemy oba te wykresy (rys. 354 ^c), otrzymując w ten sposób wartość sumarycznego nacisku na czop krzyżulca. Przy dokonywaniu tej czynności należy uważać, kiedy oddziaływania pary i mas są zgodne co do kierunku, a kiedy przeciwne, gdyż szczególnie przy skoku odkorbowym mogą tu łatwo zachodzić omyłki.

Mając już wykres powyższy (rys. 354 ^c) przystępujemy do budowania wykresu sił stycznych, działających na czop korby, który dopiero pozwoli nam ostatecznie obliczyć koło. Siły styczne znajdujemy w sposób następujący: Dowolnym promieniem (r) zataczamy koło (rys. 355) i dzielimy jego średnicę na tyle równych części, na ile dzieliłiśmy skok tłoka przy otrzymywaniu wykresów poprzednich. Następnie przez punkty podziału prowadzimy łuki zataczone promieniem którego długość (l) znajdujemy w proporcji $\frac{l}{r} = \frac{L}{R}$. Kierunek korby przedłużamy do przecięcia się ze średnicą pionową w p. X. Punkt X łączymy z M. Od M odkładamy na średnicy poziomej wartość nacisku na czop krzyżulca, odpowiadającą danemu położeniu tłoka ($MN = p_g$). Odcinek prostopadłej poprowadzonej z punktu N do przecięcia z MX w punkcie H daje nam wartość siły stycznej T, działającej na czop korby w położeniu C. Powtarzamy tę konstrukcję dla każdego z punktów podziału średnicy poziomej (względnie dla odpowiednich położen tłoka). Następnie rozwijamy wyżej wspomniane koło i odkładamy w kierunku pionowym do prostej XX wartości sił stycznych. Krzywa, łącząca ich końce daje nam żądany wykres (rys. 356)

Należy tu zauważyć, że powierzchnie wykresów: nado prężności pary, sumarycznego nacisku na czop krzyżulca i sił stycznych muszą być równe sumie powierzchni wy-

kresów indykatorowych dla obu stron cylindra. Część wykresu sił stycznych leżących nad osią poziomą przedstawia pracę pobraną przez mechanizm od pary, część zaś leżąca pod tą osią daje nam pracę oddaną parze przez mechanizm maszyny na skutek nagromadzonej w nim energii.

Do wykresu sił stycznych wrysowujemy linię średniego oporu, w ten sposób, aby suma powierzchni (zakreskowanych) znajdujących się ponad tą linią była równa sumie powierzchni znajdujących się pod nią. ($f_1 + f_2 = f_3 + f_4$).

Łatwo zauważyć, że przy utrzymaniu oporu na tym stałym poziomie, koło zamachowe musi w pewnych momentach nagromadzać w sobie zapas energii, oddawanej wtedy przez maszynę w nadmiarze, aby móc przezwyciężyć opór w tych okresach pracy, w których energia oddawana przez parę oraz pozostałe części mechanizmu jest niewystarczająca.

Linia oporu nie zawsze jest prostą poziomą. W wypadkach maszyn pędzących pompy lub kompresory znajdujemy linię oporu w podobny sposób, jak znajdowaliśmy linię sił stycznych.

Największa z powierzchni wykresu sił stycznych wywołuje największe zmiany szybkości biegu maszyny. Zatem, jeżeli okaże się że n.p. powierzchnia $f_2 = f_{\max}$ to w punkcie A mamy V_{\max} , a w B - V_{\min} .

Oznaczmy: przez A pracę w kgm. pochłoniętą lub oddaną, przedstawioną na wykresie jako f_{\max} ; przez G ciężar koła zamachowego zredukowany na obwodzie koła *(pochodzącego przez podzielenie ciężkości wienca, przez D - średnicę tego koła;* przez η_m - współczynnik mechaniczny maszyny, przez δ - stopień niejednorodności biegu koła zamachowego; przez W - szybkość obwodową środka ciężkości wienca, a przez n - ilość obrotów na minutę.

W pierwszym przybliżeniu zwykle przyjmujemy ciężar wienca $G_w = 0,9 G$.

Praca pochłonięta, względnie oddana przez koło zamachowe $A = f_{\max}$ (skale wykresu) musi być równa przyrostowi jego energii kinetycznej, czyli

$$\eta_m \cdot A_{\text{kgm.}} = \frac{G}{2g} (W_{\max}^2 - W_{\min}^2)$$

Z drugiej strony mamy $W = D\pi \cdot \frac{n}{60} = \frac{W_{\max} + W_{\min}}{2}$ oraz $\delta = \frac{W_{\max} - W_{\min}}{W}$

$$\text{skąd } W^2 \delta = \frac{W_{\max}^2 - W_{\min}^2}{2}$$

Z powyższego otrzymujemy wzór na ciężar koła zamachowego $\eta_m A = \frac{G}{g} \cdot W^2 \cdot \delta$

Dla δ przyjmujemy wartość w zależności od przeznaczenia silnika.

Maszyny pędzone przez silnik

δ

pompy i kompresory dla $n \approx 20$

$$\frac{1}{15} \div \frac{1}{20}$$

obrablarki dla n normalnego

$$\frac{1}{35} \div \frac{1}{45}$$

młyny i przędzarki do grubej przędzy dla n normaln.

$$\frac{1}{45} \div \frac{1}{60}$$

papiernicze i do cienkiej przędzy

" "

$$\frac{1}{100}$$

Przy obliczaniu maszyn dla pędzenia prądnic, przyjmujemy wartość δ w zależności od sposobu łączenia prądnicy z silnikiem (ryś. 357)

Układ		I		II		III
prąd stały	$\delta \approx$	$\frac{1}{125}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{70}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{60}$
prąd zmienny	$\delta \approx$	$\frac{1}{220}$	$\frac{1}{300}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{120}$	$\frac{1}{90}$

Przykład

Obliczyć koło zamachowe dla maszyny jednocylindrowej: $D = 300^m/m$, $H_0 = 50$ MM

$n = 110$, $\delta = \frac{1}{70}$, $\eta_m = 0,85$, $s = 550^{mm}/m$, $d = 45$. Czynna powierzchnia tłoka:

$$F = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} - \frac{\pi \cdot 4,5^2}{4} = 706,8 - 15,8 = 681 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Średnia prędkość obwodowa czopa korbowego } v = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,55 \cdot \pi \cdot 110}{60} =$$

$3,17^m/sec$. Ciężar mas ^{ruchomych} mechanizmu (znaleziony przy konstruowaniu) $G_m = 234 \text{ kg}$.

$$\text{Ciśnienie mas na jednostkę powierzchni tłoka } m = \frac{G_m \cdot v^2}{g \cdot R \cdot F} = \frac{234 \cdot 3,17^2}{9,81 \cdot 0,275 \cdot 681} =$$

$= 1,28^{\text{kg}}/cm^2$. Wykres parowy był robiony w skali: prędkości $1_{cm} = 2_{atm}$. i długości $10_{cm} = 0,55^m$.

Zatem skala wykresu sił stycznych:

$$1_{cm}^2 = \frac{2 \cdot 0,55 \cdot 681}{10} = 74,91 \text{ kgs.}$$

Z wykresu sił stycznych otrzymano $r_{max} = 5,08 \text{ cm}^2$ (dla mocy oddanej przez koło zamachowe), Zatem praca $A = 5,08 \cdot 74,91 = 380 \text{ kgs.}$

Zakładamy średnicę koła, na którym leży środek ciężkości wieńca $D = 2,45^m$.

$$\text{Zatem prędkość obwodowa } w = \frac{D \cdot n}{60} = \frac{2,45 \cdot 110}{60} \approx 4,5^m/sec$$

$$\text{Ciężar wieńca } G_w = \frac{\eta \cdot A \cdot R \cdot 0,9}{w^2 \delta} = \frac{0,85 \cdot 380 \cdot 0,981 \cdot 98}{14,1^2 \cdot \frac{1}{70}} = 1004 \text{ kg.}$$

Zakładając jako przekrój poprzeczny wieńca prostokąt o wysokości $150^m/m$,

$$\text{otrzymamy łatwo jego szerokość (b) } b \cdot 1,5 \cdot \pi \cdot D \cdot \delta = G_w, \quad b = \frac{1004}{1,5 \cdot 24,5 \cdot 7,3} = 1,2 \text{ dm.}$$

Krzywa prędkości obwodowej czopa korby.

Prędkość V_{\max} i V_{\min} (rys. 356) łatwo znaleźć z równań $\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V}$, $V =$

$$\frac{V_{\max} + V_{\min}}{2}, \text{ a mianowicie: } V_{\max} = V \left(1 + \frac{\delta}{2} \right), \text{ zaś } V_{\min} = V \left(1 - \frac{\delta}{2} \right).$$

Prędkość w pozostałych punktach można odnaleźć na tej zasadzie, że przyrost energii kinetycznej masy koła zamachowego, zredukowanej na czop korby, równa się pracy wykonanej na drodze pomiędzy dwoma rozważanymi punktami. Ponieważ dotychczas znany wartość prędkości odpowiadającej tylko dwóm punktom wykresu sił stycznych (V_{\max} i V_{\min}), zatem musimy jeden z tych punktów przyjąć, jako wyjściowy:

Możemy p. V_{\max} i oznaczyć masę koła zamachowego zredukowaną na czop korby przez m :

$$m \cdot g^2 = \frac{G}{g} \cdot D^2, \text{ skąd } m = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{g^2}$$

Możemy napisać $\frac{m}{2} (V_{\max}^2 - V_x^2) = A_x$, gdzie A_x oznacza pracę wykonaną na drodze od punktu, odpowiadającego V_{\max} , do punktu odpowiadającego prędkości V_x . Zatem:

$$V_x = \sqrt{V_{\max}^2 - \frac{2 A_x}{m}}$$

Podobnie, wychodząc z punktu, odpowiadającego prędkości V_{\min} , otrzymamy wzór:

$$V_x = \sqrt{V_{\min}^2 + \frac{2 A_x}{m}}$$

Na mocy tych wzorów możemy otrzymać prędkość obwodową czopa korby w dowolnym punkcie. Dla ilustracji znajdziemy prędkości V_1 i V_2 dla poprzedniego przykładu

$$V_{\max} = V \left(1 + \frac{\delta}{2} \right) = 3,17 \left(1 + \frac{1}{2,70} \right) = 3,1926 \text{ m/sec}$$

$$V_{\min} = V \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) = 3,17 \left(1 - \frac{1}{2,70} \right) = 3,15 \text{ m/sec.}$$

$$m = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{g^2} = \frac{1004}{9,81 \cdot 0,9} \cdot \frac{2,45^2}{0,55^2} = 2334 \text{ kg. } V_1 = \sqrt{3,15^2 + 2 \cdot \frac{4,1 \cdot 75,9}{2334}} = 3,192 \text{ m/sec.}$$

$$V_2 = \sqrt{3,15^2 + 2 \cdot \frac{(4,1 - 2,45 - 0,82) \cdot 75,9}{2334}} = 3,157 \text{ m/sec.}$$

B. Koło zamachowe dla maszyny 2-cylindrowej.

W celu obliczenia koła zamachowego dla maszyny dwucylindrowej redukujemy jednę z wykresów indykatorowych, np. wykres dla cylindra niskoprężnego, w ten sposób, aby oba wykresy otrzymać w jednej skali długości. W tym celu, chcąc zredukować wykres cylindra niskoprężnego, możemy prężność pary w odpowiednim punkcie X (p_x) przez iloraz z powierzchni cylindra niskoprężnego (F_N) dzielonej przez powierzchnię cylindra wysokoprężnego (F_W).

$$(reduktowane) p_N = p_W \cdot \frac{F_W}{F_N} \quad (\text{rys. 358})$$

Teraz rysujemy wykresy nacisku i sił stycznych (rys. 359.) dla każdego cylindra osobno i sumujemy wykresy sił stycznych, znajdując wykres wypadkowy.

Przy znajdowaniu wykresu wypadkowych sił stycznych, należy uwzględnić wzajemne położenie korb, t.j. przesnać wykres sił stycznych cylindra niskoprężnego o długość łuku zawartego pomiędzy czopami korb. Tak np. - jeżeli korba cylindra N.P. wyprzedza korbę cylindra W.P. o 90° , to wykres sił stycznych cylindra N.P. rozpocznie się w punkcie U (rys. 359^b).

Do wykresu wypadkowego sił stycznych rysujemy linię Średniego oporu p.

Jeżeli: F - powierzchnia tłoka W.P., $a_{cm} = l_m$ - skala długości, $b_{cm} = 1 \text{ kg}$.

- skala sił, to skalę wykresu sił stycznych znajdziemy z równania $1_{cm}^2 =$

$$= \frac{F}{a \cdot b}.$$

Dalsze obliczenia prowadzimy, jak przy obliczaniu masy koła zamachowego dla maszyny jednocyldrowej.

Przy konstruowaniu kół zamachowych należy się kierować następującymi zasadami.

Zarówno ze względów odlewniczych, jak i transportowych, o ile średnica zewnętrzna $D_z > 3 \text{ m.}$, robi się, jako koła dzielone. Jeżeli D_z jest większe ^{niz} 1,2 m., a

koło jest ciężkie, należy ze względu na naprężenia odlewnicze piastę rozsadzić.

To samo stosuje się do kół lekkich, jeżeli $D_z > 2,5 \text{ m.}$ Dzielenia wienca pomiędzy ramionami należy unikać, gdyż nadlewki do śrub łączących (rys. 360) przy większej ilości obrotów wywołują skutek siły odśrodkowej naprężenie gnące, mogące rozlać wieniec. O ile z konstrukcji wypadnie nam dzielić wieniec pomiędzy ramionami, to, dla normalnych obrotów, zaleca się stosować połączenie sworzniowe (rys. 361)

Sworznie robi się z żelaza zlewego, kliny ze stali. Dobre połączenie połówek koła widzimy na rys. 362, przedstawiającym koło typu ciężkiego, łączone śrubami i pierścieniami skurczonymi. Większość konstruktorów ze względów na obróbkę zaleca wybranie materiału z ramion dzielonych. Powstałe w ten sposób szpary monterzy wypełniają drzewem (drzewo się zsycha i może wypaść).

Przy konstruowaniu dużych i ciężkich kół zamachowych stosuje się zawsze dzielenie w ramionach, a poszczególne części łączy się za pomocą śrub i pierścieni, lub kawałków skurczowych (rys. 363) jednocześnie. Przy częstych zmianach szybkości

(n) ma szczególne znaczenie zaklinowanie kół zamachowych. Najlepiej stosować

kliny podwójne styczne rozmieszczone pod $\angle 120^\circ$. Zbyt silne zaklinowanie może przy uderzeniu wodnym spowodować zniszczenie maszyny. Z tego też powodu stosuje się czasem tylko silne zakleszczenie piasty na wale tak że w wypadkach wypadkowych koło zamachowe raczej się okręci na wale, a nie spowoduje np. deformacji mechanizmu korbowego. W maszynach szybkoobrotowych stosuje się przeciwnie

ry dla wyrównoważenia mas mechanizmu korbowego.

Na rys. 364 mamy podane konstrukcje wieny kół zamachowych, służących zarazem jako koła pasowe.

Wytrzymałość kół zamachowych.

Główną siłą występującą w kołach zamachowych jest siła odśrodkowa. Ścisłe obliczenie wpływu wywieranego przez tę siłę na poszczególne części koła ^{jest} bardzo trudne, z którego to powodu stosujemy przy obliczeniach technicznych różne uproszczenia. Aby jednak wytrzymałość koła wskutek tego nie ucierpiała, dajemy większe współczynniki bezpieczeństwa lub wprowadzamy do otrzymanych wzorów współczynniki czysto praktyczne.

Choćby nawet koło było wykonane z 1-ej części, to rozpatrujemy ^{je} tak, jak by było rozcięte na połowę i znajdujemy siłę odśrodkową wywołaną przez ruch każdej z połówek (rys. 365).

Niech W oznacza prędkość obwodową środka ciężkości wienca, a W_e - taką prędkość środka ciężkości połówki wienca. W takim razie siła odśrodkowa a) $C = \frac{Gw}{2g} = \frac{W_e^2}{e}$, gdzie $e = \frac{D}{\pi}$ $W_e = W \frac{2e}{D} = W \frac{2}{\pi}$. Oznaczmy przekrój wienca przez F_w .

Podstawiając te wartości w równanie (a) otrzymamy $C = \frac{\pi \cdot D \cdot F_w \cdot \gamma \cdot 4 \cdot W_e^2 \cdot \pi}{2g \cdot \pi^2 \cdot D} = \frac{2 \cdot F_w \cdot \gamma \cdot W^2}{g}$

W celu uwzględnienia siły odśrodkowej ramion i piasty dodajemy do powyższej wartości C 10%, zatem ostatecznie 1) $C = 1,1 \frac{2 \cdot F_w \cdot \gamma \cdot W^2}{g}$

Siła odśrodkowa jest zatem proporcjonalna do W^2 , a co zatem idzie i naprężenia przez nią wywołane rosną jak W^2 . Z tego powodu można doprowadzać prędkość obwodową do wartości $W \leq 30 \text{ m/sec}$. Przyjmujemy, że całą siłę odśrodkową przenosi wieniec koła czyli, że naprężenia zrywające w nim wywołane wynoszą

$$2) k_z = \frac{C}{2 \cdot F_z} = \frac{F_w \cdot \gamma \cdot W^2}{g \cdot F}$$

Jeżeli koło jest niedzielone, to na miejsce F podstawiamy F_w , w przeciwnym razie na miejsce F podstawiamy wartość przekroju niebezpiecznego. Dla żelaza łanego $k_z \leq 75 \text{ kg/cm}^2$, dla stali $k_z \approx 400 \text{ kg/cm}^2$, dla śrub $k_z = 200 + 400 \text{ kg/cm}^2$, dla klinów $k_b \approx 750 \text{ kg/cm}^2$.

Śruby łączące piastę liczy się na zerwanie, tak jakby one tylko przenosiły całą siłę odśrodkową.

Część wienca zawartą między dwoma ramionami liczymy, jako belkę prostą zamocowaną

w obu końcach i obciążona równomiernie na całej długości siłą odśrodkową, oraz ciężarem własnym (rys. 366)

$$3) M_g = \frac{P \cdot l}{12} = W \cdot kg.$$

Oznaczając liczbę ramion przez 1 otrzymamy:

$$P = \frac{C+G}{2} = \frac{11 \cdot G_w}{1 \cdot g} \cdot \frac{W_i^2}{R_i} + \frac{G}{l} = \frac{11 \cdot G_w}{1 \cdot g} \cdot \frac{4 R_i^2 \pi^2 n^2}{60^2 R_i} + \frac{G}{l} =$$

$$\text{ostatecznie } P = \frac{11 \cdot G_w}{1 \cdot g} \cdot \frac{\pi^2 n^2 R_i}{900} + \frac{G}{l} \quad (R_i \approx \frac{D}{2})$$

Przy obliczaniu więńca żeliwnego przyjmujemy: $kg \leq 150 \text{ kg/cm}^2$ na ciągnięcie, a $kg \leq 200 \text{ kg/cm}^2$ na ściskanie.

Ramiona wykonywujemy zwykle eliptyczne lub dwuteowe (rys. 367). Te ostatnie są lepsze tak ze względów odlewniczych, jak i wytrzymałościowych, dają jednak większy opór wentylacyjny, co ma dość duże znaczenie w maszynach szybko-
bieżnych. Aby tego uniknąć, okala się ramiona blachą, lub nadaje im przekrój wskazany na rys. 368. Blacha okalająca ramiona powinna się opierać o

wieniec koła, w przeciwnym bowiem razie zetnie śrubki, przymocowujące ją do ramienia, co może spowodować nieszczęście. Ramiona liczymy na zerwanie (rys.

368) przekrój AB o powierzchni F_p i nagięcie (przekrój CD). Przyjmujemy, że ramię przenosi siłę odśrodkową powstającą w części więńca zawartej między dwoma ramionami (Ci) oraz ciężar połowy więńca ($\frac{G_w}{2}$) zatem

$$4) k_2 = \frac{C_i + \frac{G_w}{2}}{F_p}$$

Dla żeliwa przyjmujemy $k_2 \leq 120 \text{ kg/cm}^2$

Licząc ramiona na gięcie, przyjmujemy, że tylko 1/3 ramion przenosi moment gnący, powstający wskutek naciągu pasowego, czyli

$$5) k_g = \frac{95 \cdot P \cdot l \cdot 3}{W_2 \cdot W_2 \cdot l} \leq 150 \text{ kg/cm}^2 \text{ dla żeliwa.}$$

Należy jeszcze przeliczyć przekrój CD na gięcie powstające przy bardzo szybkim rozruchu, lub zatrzymaniu, gdyż wtedy powstają największe naprężenia. W tym celu przyjmujemy, że w chwili rozruchu korbówód zajmuje położenie prostopadłe do korby (rys. 369) i, że jednocześnie przenosi on na czop korby całkowity maksymalny nacisk tłokowy (P_{max}). W maszynach bliźniaczych $P_{max} = 1,65 P_{max}$

jednej strony. Oznaczmy przez R_2 - zewnętrzny promień koła zamachowego, przez

S - średnicę piasty, a przez r - promień korby. W takim razie, przyjmując,

wszystkie ramiona biorą jednakowy udział w przenoszeniu powstającego tu momentu, oraz uwzględniając spójczynnik wydajności mechanicznej maszyny η_m

$$\text{przyjmamy } k_3 = \frac{P \cdot r}{R_2} \cdot \frac{1}{\eta_m} \cdot \eta_m$$

$$k_g = \frac{P_{max} \cdot r}{R_2} \cdot \frac{1}{W_2} \cdot \eta_m$$

W rzeczywistości w ramionach powstają większe naprężenia gnące, gdyż nie uwzględniliśmy tego, że ramiona są sztywno połączone z wieniem. Dla ramion żeliwnych przyjmujemy $K_g \leq 250 \text{ kg/cm}^2$, dla stalowych lanych - $K_g \leq 400 \text{ kg/cm}^2$, a dla żelaznych kutych - $K_g \leq 650 \text{ kg/cm}^2$. O ile n ulega silnym wahaniom, co ma miejsce w maszynach pędzących dmuchawy do gruz Bessemera, maszyny wyłogowe, walcownie i t.p., to ramiona kół zamachowych robimy z żelaza kutego lub ze stali lanej, a wieniec - z żelaza lanego lub stali lanej.

Wykresy objętościowe.

Wykresy pracy pary, budowane w sposób poprzednio podany, odpowiadają z dostatecznym przybliżeniem rzeczywistemu obiegowi jedynie w maszynach o pojedynczym rozprężaniu pary. Natomiast w maszynach wielocylindrowych rzeczywisty przebieg zjawiska znacznie się różni od poprzednio rozpatrywanego. Rozdzielając pracę przedstawioną na wykresie n.p. pomiędzy dwa cylindry za pomocą prostej poziomej, przyjmujemy, że przelotnia jest nieskończona wielkość, co w rzeczywistości nie ma miejsca. Wskutek tego wydmuch z cylindra wysokoprężnego, oraz wlot do niskoprężnego cylindra nie zachodzą podług prostych poziomych, lecz wzdłuż krzywych, pozwalających od razu poznać z wykresu-indykatorowego, czy mamy do czynienia z maszyną "tandem" czy "compound".

Z powyższych względów rozdział pracy indykowanej na 2 cylindry za pomocą prostej poziomej nadaje się tylko dla wstępnego określenia wymiarów cylindrów. Pozioma rozdzielająca musi być tak poprowadzona, aby zostały wypełnione 3 następujące warunki:

1. Praca powinna być rozdzielona równomiernie na oba cylindry, co ma szczególne znaczenie dla maszyn z korbami przesuniętymi o 90° .
2. Spadki temperatur winny być w obu cylindrach równe.
3. W celu dobrego wysyskania symetrycznie zbudowanych korb, różnica pomiędzy naciskami tłokowymi powinna być niewielka.

Do ostatecznego wyznaczenia wymiarów obu cylindrów służą wykresy objętościowe.

a) Wykres objętościowy maszyny compound (rys. 370). Ustaliwszy w przybliżeniu wymiary cylindrów, do czego nadaje się wykres Schretera i Zeunera, odkładamy na prostej poziomej odcinki, przedstawiające w odpowiedniej skali: czynną objętość cylindra W.P., szkodliwą przestrzeń, objętość receiver'a, szkodliwą

przestrzeń cylindra N.P. oraz jego objętość czynną. Na odcinkach, przedstawiających objętości czynne cylindrów, jako na średnicach zakreślamy półkola przedstawiające drogę korb. Półkola te dzielimy na dowolną ilość równych części i przeprowadzamy proste poziome, jednakowo od siebie odległe w ilości

odpowiadającej ilości punktów podziału na całym kole. Rzutując punkty podziału kół na odpowiednie poziome, otrzymamy sinusoidy, będące wykresami dróg korb w funkcji czasu. Przy wykreślanu tych sinusoid należy uwzględnić kąt, o który korba cylindra N.P. wyprzedza korbę cylindra W.P. (w danym wypadku 90°).

Napełnienie, otrzymane z wykresu dla maszyny jednocylindrowej, mnożymy przez stosunek objętości $\frac{V_W}{V_N}$ i z punktu O jako bieguna wykreślamy linię rozprężania ab. W punkcie b rozpoczyna się wylot pary z cylindra W.P. do receivera.

W tym momencie wlot pary do cylindra N.P. jeszcze nie został otworzony, wskutek czego następuje sprężanie pary w cylindrze W.P. i receiverze. Sprężanie to zachodzi aż do punktu C, gdyż w momencie tym rozpoczyna się wlot pary do cylindra N.P. Punkt C znajdujemy w sposób następujący: Punkt g rzutujemy na wykres drogi korby cylindra N.P. w ten sposób znajdujemy jej położenie w danym momencie (p.1.). Z punktu 1 prowadzimy poziomą 1-2, znajdując położenie korby W.P.(2). Rzutując p.2 na krzywą sprężania, otrzymamy punkt C.

Linię bc wykreślamy z bieguna O, jako linię sprężania.

Poczynając od tej chwili oba cylindry są połączone z przelotnią, wskutek czego przebieg linii cd znajdujemy z równania $p = \frac{p_1 \cdot v}{v}$ (patrz oznaczenia na rysunku). Prężność pary p, i objętość v, odpowiadające punktowi C, znajdujemy z rysunku. Linia cd z początku się wznosi, gdyż tłok cylindra W.P. poruszający się w tym okresie bardzo szybko, wypycha do przelotni więcej pary, aniżeli cylinder N.P. może pochłoniąć. Punkt d znajdujemy, jako punkt przecięcia się linii cd z linią kompresji ed, wykreśloną z bieguna O.

Linię ed przenosimy za pomocą wykresów dróg korb na wykres cylindra niskoprężnego, otrzymując w ten sposób linię napełnienia gh. W chwili odpowiadającej punktowi h, cylinder W.P. zostaje od receivera odcięty, a para rozpręża się dalej w przelotni i cylindrze N.P. aż do punktu i. Linię hi wykreślamy z bieguna O. Konstrukcję prowadzimy od punktu h do i, który musi leżeć na tej samej wysokości, co i punkt b. Wynika to z tego, że, aby otrzymać przy następnym obrocie maszyny wykresy identyczne z omawianymi obecnie prężność w przelotni w chwili i musi być równą prężności w chwili b, w której rozpoczyna się wylot pary z cylindra W.P.

Krzywą rozprężania ij oraz krzywą sprężania im wykreślamy, jak zwykle, z bieguna O ,

b) Wykres objętościowy maszyny tandem (rys. 371). W maszynach tandem kąt zwarty pomiędzy korbami wynosi 0° lub 180° . Wykresy dróg czopów korbowych otrzymujemy tu w sposób identyczny, jak dla maszyn compound. To samo dotyczy linii napełnienia oraz rozprężania dla cylindra W.P. Poczynając od punktu b mamy wylot pary z cylindra W.P. Ponieważ w tym momencie obie korby stoją w martwych punktach, więc para wypełnia cylinder W.P., receiver oraz przestrzeń szkodliwa cylindra N.P. Na wykresie stosowną objętość przedstawia prosta V. Z chwilą wyjścia korb z martwego położenia, przestrzeń wypełniona przez parę zaczyna się zwiększać, gdyż tłok N.P. ustępując pozostawia za sobą więcej przestrzeni wolnej, aniżeli tłok W.P. w tym samym czasie zajmuje. Wskutek tego para podlega dalszemu rozprężaniu wzdłuż linii bc, określonej równaniem $p = \frac{p_1 \cdot V_1}{V}$. Wartość p i V znajdujemy z wykresu, jako odpowiadające punktowi b. Następnie wartość V dla poszczególnych punktów otrzymujemy jako odległość pomiędzy stosownymi punktami wykresów dróg czopów korbowych.

W punkcie c, którego położenia jeszcze nie znamy, następuje zamknięcie cylindra N.P., wskutek czego przy dalszym ruchu maszyny następuje kompresja pary w cylindrze W.P. oraz w przelotni. W punkcie d wylot z cylindra W.P. się kończy i następuje właściwa kompresja pary. O punkcie d dotychczas wiemy tylko, że on musi się znajdować na tej samej wysokości, co i punkt b. Aby określić położenie punktu d na prostej bd, wykreślamy, wychodząc z punktu e dla bieguna O , linję sprężania ed. Mając punkt d wykreślamy z bieguna O , linję sprężania de aż do przecięcia się w punkcie g z linją bc.

Przez cały okres bc oba cylindry są połączone za pośrednictwem przelotni. Zatem muszą w nich w każdej chwili panować jednakowe ciśnienia. Daje nam to możliwość znalezienia linii napełnienia cylindra N.P. drogą przeniesienia linii bc na wykres parowy dla cylindra N.P. Linję bc przenosimy za pośrednictwem wykresów dróg czopów korbowych i otrzymujemy w ten sposób linję gh. Dalej konstruujemy wykres N.P. zwykłym sposobem: wychodząc z punktu h wykreślamy krzywą rozprężania hi, a kompresję doprowadzamy aż do ciśnienia początkowej. Obie krzywe wykreślamy z punktu O_1 , jako bieguna.

Para, odlotowa z maszyn pracujących z wolnym wydmuchem posiada temperaturę około 100°C . i, co za tem idzie, unosi ze sobą znaczną część energii cieplnej pobranej od węgla. Aby choć część tej energii wyzyskać, używamy parę odlotową do podgrzewania wody zasilającej, do suszenia i t.p., przez co znacznie podnosimy współczynnik wydajności zakładu parowego. W niektórych zakładach przemysłowych potrzebną jest para o nadciśnieniu wynoszącym $1+1,5$ atm. W tym wypadku pobieramy część pary z receiver'a maszyny tandem lub compound, a do cylindra N.P. doprowadzamy tylko resztę pary. Wskutek tego cylinder N.P. wypada w tych maszynach znacznie mniejszy, niż normalnie, a regulacja musi zależeć od ilości pary branej z receiver'a do celów fabrycznych. Te sposoby podniesienia współczynnika wydajności mogą być stosowane tam, gdzie na to pozwalają warunki produkcji, tam zaś, gdzie z pary mamy otrzymywać jedynie energję mechaniczną, do tego celu dochodzimy drogą wyzyskania większego spadku prężności i temperatury w samej maszynie parowej przez zastosowanie skraplacza. W maszynach ze skraplaczem para odlotowa ma temperaturę około 60°C i prężność 0,1 do 0,2 atmosfer bezwzględnych. Jak to widać z rys. 372, tym sposobem możemy znacznie zaoszczędzić na parze (do 28%). Staże nam tu początki na przeszkodzie ta okoliczność że maszyny ze skraplaczem mają mniejszy współczynnik wydajności mechanicznej (o 0,5 do 1,5%), gdyż część ich energii idzie na pędzenie pomp kondensacyjnych. Również i koszty zakładowe maszyn ze skraplaczem są znacznie większe, niż w wypadku maszyn o wolnym wydmuchu.

Rury odlotowe powinny być tak poprowadzone, aby maszyna mogła pracować ze skraplaczem lub, w razie zepsucia się tegoż, z wolnym wydmuchem. W tym celu należy włączyć w rury wentyl zmianowy (trójdrogowy) lub dwa zawory (rys. 373). Te ostatnie są lepsze ze względu na szczelność. Rura do wolnego wydmuchu musi mieć w najniższym punkcie otwór (rys. 374) stale otwarty, aby zbierająca się tam woda nie mogła przedostać się do cylindra. Rurę tę należy wyprowadzić na $1,5 \div 2$ m ponad dach i zaopatruje u wylotu w tłumik.

Rury prowadzące do skraplacza powinny mieć na całej długości spadek w kierunku skraplacza. O ile to jest niemożliwe, to z najniższego punktu rurociągu pompa musi stale odciągać zbierającą się tam wodę.

Pompa ta musi być zaopatrzona w przyrząd alarmujący o chwili zatrzymania się jej tak najstraśniej, jak i inżyniera ruchu, gdyż zatrzymanie się jej może spowodować uderzenie wodne. Rury, wychodzące na zewnątrz muszą być izolowane, aby uniknąć zamarznięcia.

Jeżeli skropliny mają być ponownie użyte, jako woda zasilająca, to w rurce między maszyną i skraplaczem wstawiany odolwiacz. Ma on również na celu zaoszczędzenie energii, która, po przefiltrowaniu, może być ponownie użyta. Często stosuje się odolwiacze stanowiące jedną całość ze skraplaczem. Wolne przekroje odolwiacza nie powinny być mniejsze od wolnego przekroju wylotu maszyny ze względu na straty na opór.

Kondensatory dzielimy na: 1) natryskowe (mieszankowe) i 2) powierzchniowe, oraz na pojedyncze i centralne.

Skrapiacze natryskowe są stosowane tam, gdzie mamy dużo wody nadającej się do zasilania kotłów. Jeżeli zaś chodzi o zaoszczędzenie wody kotłowej (np. na okrętach) stosujemy skrapiacze powierzchniowe.

Skrapiacze natryskowe. Skrapiacze te składają się z dwóch przyrządów: właściwego skraplacza i pompy powietrznej. Skraplacz jest budowany, jako jednostka oddzielna, lub umieszczany bezpośrednio nad pompą. Stosowane tu pompy, tak zwane mokre pompy powietrzne mają bardzo ciężkie warunki pracy, gdyż pracują, jako pompy wodne i kompresory jednocześnie (rys. 375 przedstawia zakres indykatorowy mokrej pompy powietrznej).

Skrapiacze natryskowe dzielimy na: A) spółprądowe, w których para i woda płyną w jednym kierunku i B) przeciwproudowe, w których para płynie w kierunku wręcz przeciwnym do wody.

Ilość wody potrzebnej do skroplenia 1 kg. pary (X) obliczamy w sposób następujący: Para odlotowa posiada $\lambda \approx 625 \text{ cpł}$; po drodze do kondensatora ochładza się i staje się bardziej wilgotną, wskutek czego przyjmujemy $\lambda = 600 + 550 \text{ cpł}$. Niech t_w oznacza temperaturę wody wtryskiwanej, a t_c - temperaturę mieszaniny w skraplaczu. Wtedy $X = \frac{\lambda - t_c}{t_c - t_w}$. Dla skraplaczy spółprądowych $X = 25 \div 40 \text{ kg}$, zaś dla przeciwproudowych $X = 15 \div 30 \text{ kg}$. Można też rachunek przeprowadzić w kierunku odwrotnym: założyć z góry X, a obliczyć t_c .

A) Skrapiacze spółprądowe są stosowane przeważnie wtedy, gdy każda maszyna parowa ma skraplacz oddzielny.

Na rys. 376 mamy przedstawiony schemat skraplacza spółprądowego systemu Dubia i Helosa. Woda zimna jest doprowadzana przez rurę R i kran K do masy dziurkowanej

Ponieważ w przestrzeni A mamy próżnię, więc woda jest zasysana i rozpryskiwana samoczynnie. Przez rurę O odpływ mieszaniny. Przestrzeń A jest ssącą, zaś B - tłoczącą. Nad B znajduje się bania E, zapobiegająca pokłóceniu kondensatora przy uderzeniu wodnym i posiadająca w miejscu Z przelew. Niektórzy nie stosują bani E, a dają tu płaską pokrywę taką samą jak G, która jednak w razie uderzenia wodnego łatwo pęka. Z tego względu lepiej stosować banię E.

Skrapłacz ten pozostanie spótprądowym, bez względu na to, przez którą ścianę doprowadzimy parę (tu wlot pary przez P), gdyż cechą charakterystyczną skraplaczy przeciwproudowych jest to, że para przy wlocie trafia na wodę najcieplejszą, a następnie płynie przeciw prądowi wody.

Tu skrapłacz jest konstrukcyjnie związany z pompą, może on jednak być zbudowany oddzielnie. Produkty kondensacji powinny wpadać do pompy same, a nigdy nie powinny być zasane.

Kurek K reguluje dopływ wody. Dobrze rozpylenie wody osiągamy za pomocą rury miedzianej posiadającej dziurki $2^m/m \times 10^m/m$ z kantami wywiniętymi na zewnątrz. Blachę w pierw dziurkujemy, a potem zwijamy w rurę. Przy małych wysokościach ssania prędkość wody w dziurkach rury M wynosi $3 \div 5^m/sek$, a w rurze R - $1 \div 2^m/sek$.

Zamiast rury M można stosować wentyl rozpylający (rys. 377). Ma on tę wyższość, że nie wymaga oddzielnego kurka K.

Obliczenie pompy powietrznej. Niech: S - ilości pary w kg., którą mamy skraplać na 1 minutę, W - ilość powietrzną w litrach, znajdującego się w mieszaninie, którą pompa ma wypompować, a S · X - ilość wody zimnej zużywanej na 1 minutę. Wtedy pompa ma do przepompowania $V_{litr.} = S + S \cdot X + W$

W obliczamy na mocy wzorów empirycznych:

$$1) W_{litr/min} = \frac{1}{P_k - P_d} \cdot E \cdot X \cdot S [1 + \lambda(t - t_w)]$$

We wzorze tym przyjęto następujące oznaczenia: E - procent powietrza zawartego w wodzie, równy w rzeczywistości 2%, przyjmujemy jednak $E = 0,07$ ze względu na nie szczelność w połączeniach kołnierzy. P_k - prężność w skraplaczu ($0,11 \div 0,3$ atm.). P_d - prężność pary odpowiadająca temperaturze t_d ($0,04 \div 0,06$ atm.).

Wzór ten daje nam W i dlatego liczy się zwykle według wzoru Weissa

$$2) W_{litr/min} = \frac{S}{P_k - P_d} (0,02 X + U)$$

Oznaczywszy długość wszystkich rur doprowadzających parę do skraplacza (w m) przez Z, otrzymamy dla U wartości następujące: $U = 1,8 + 0,01 \cdot Z$ przy do-

statecznej konserwacji rurociągu, zaś $U = 1,8 + 0,006 \cdot Z$ dla instalacji konserwowanej wzorowo.

Wzór ten daje wartość dla W o 20 ÷ 30% za duże.

Jeżeli przekrój cylindra wynosi F_{dc} , skok tłoka S_{dm} , ilość skoków na minutę n , to $V = F \cdot s \cdot n \cdot i \cdot q$ litr/minutę

Dla pomp o działaniu jednostronnem $i = 1$, a o działaniu dwustronnem $i = 2$. Dla q można przyjąć średnio 0,7.

Do pomp powietrznych używamy, jako wentyle okrągłe lub prostokątne kłapy gumowe lub dermantynowe (tyńsze). Przy największej prędkości tłoka (C_{max}) prędkość wody w klapach nie powinna przekraczać 1 ÷ 2 m/sek.

Przy konstruowaniu pomp oraz wentyli należy zważyć, aby nie było miejsc, w których mogłoby się zbierać powietrze.

W celu zapobieżenia uderzeniom wodnym oraz twardemu biegowi szczególnie w pompach szybkobieżnych, stosuje się wentyle smoczkowe, pozwalające zaopatrzyć pompę w powietrze. Czasem dla uzyskania miękkiego biegu pompy stosuje się oddzielne banie powietrze.

Pompa mokra systemu Doerfla, jako stojąca, ma tę zaletę, że prąd wody nie zmienia swego kierunku (rys. 378), gdyż wentyle są umieszczone w tłoku. Nad cylindrem znajduje się bania powietrzna, zapobiegająca uderzeniom wodnym. Wszystkie śruby i nakrętki zrobione z białego metalu lub brązu, gdyż żelazne by rdzewiały.

Cały mechanizm pompy jest obliczony na 2 do 3 atmosfer ciśnienia. Aby zapobiec przedostawaniu się powietrza przez dławnicę drąga tłokowego, stosuje się uszczelnienie wodne.

W maszynach parowych stojących często umieszcza się kondensator wewnątrz ramy.

Należy przy tem dbać, aby para nie uderzała o prowadnice, w którym to celu stosuje się ścianki osłaniające prowadnice od wewnątrz przed bezpośrednim działaniem pary.

Gdy chodzi o małe zużycie wody do kondensatora, stosuje się wieże chłodzące. W tym wypadku otrzymujemy obieg kołowy wody chłodzącej, która z kondensatora idzie na wieżę, tam się ochładza i spada do zbiornika, z którego pompa pędzi ją znowu do kondensatora. Jednak pewna ilość wody musi być dodawana z zewnątrz, gdyż nawet w wypadku kondensatora mieszkankowego, więcej wody ulega odparowaniu w wieży, aniżeli otrzymujemy ze skrapiania pary odlotowej. Przy stosowaniu wieży chłodzą-

cej otrzymujemy wodę o temperaturze $25^{\circ} + 35^{\circ} \text{ C}$, wskutek czego musimy przez kondensator przepędzać więcej wody, aniżeli w wypadku stosowania wody świeżej, której temperatury średnio wynoszą:

$$\text{dla wody źródłanej } t_w \approx 10^{\circ} \div 15^{\circ} \text{C}$$

$$\text{" " ze stawów } t_w \approx 20^{\circ} \text{C}$$

$$\text{" " morskiej } t_w \approx 15^{\circ} \text{C}$$

Skrapiacze przecieprądowe stosujemy zwykle przy kondensacji centralnej. Schemat instalacji składającej się z kondensatora mieszkankowego przecieprądowego, wieży ochładzającej i trzech pomp widzimy na rys. 379. Pompa A daje wodę ochłodzoną do skraplacza, pompa B podaje kondensat na wieżę, a sucha pompa powietrzna C odciąga powietrze z najchłodniejszej części skraplacza.

Do przepompowywania wody stosuje się tu zwykle pompy odśrodkowe, jako tańsze.

Ilość wody (zważywszy powietrze), podawaną przez poszczególne pompy na minutę liczymy według wzorów.

$$\left. \begin{aligned} \text{pompa A} \dots V_{\text{lit}} &= x \cdot \dot{S}_{\text{kg}} \\ \text{" B} \dots V_{\text{lit}} &= \dot{S}_{\text{kg}} + x \cdot \dot{S}_{\text{kg}} \\ \text{" C (wzór Weiss)} \quad V_{\text{lit}} &= \frac{\dot{S}}{p_k - p_d} (992 \cdot x + u) = F_{\text{dm}} \cdot \dot{S}_{\text{dm}} \cdot n \cdot g \cdot i \cdot u_{\text{lit}} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{dla pomp tłokowych } \eta = 0.95 \\ &\text{" " odśrodkowych } \eta = 0.65 \div 0.7 \end{aligned}$$

Dla skraplaczy przecieprądowych p_d mniejsze, niż dla spóprądowych, gdyż temperatura powietrza czerpanego z najzimniejszej części skraplacza wynosi $t'_c \approx t_w + 5^{\circ}$. Wskutek tego i wymiary całej pompy powietrznej wypadają tu znacznie mniejsze.

Jeżeli nie stosujemy wieży ochładzającej, to musimy do skraplacza przecieprądowego dać 2 pompy: wodną i powietrzną.

Skrapiacze powierzchniowe. W tych skraplaczach kondensat nie łączy się z wodą ochładzającą: woda przepływa wewnątrz rurek miedzianych, jako dobrze przewodzących ciepło, a para onywa te rurki z zewnątrz. Ilość wody potrzebnej do skroplenia 1 kg. pary jest tu znacznie większą, niż w skraplaczach mieszkankowych i wynosi $x = 45 \div 70 \text{ kg.}$ Średnio $x \approx 58 \text{ kg.}$

Skrapiacze powierzchniowe są zwykle budowane w postaci kotłów leżących lub stojących. Dla kondensatorów mniejszych kotły wykonują się z żelaza łanego, a dla większych - z blachy. Rurki wodne mają średnicę wewnętrzną $15 \div 30 \text{ mm}$, a ścianki grubości $0.75 \div 1.5 \text{ mm}$. Odległość osi rurek wynosi $30 \div 35 \text{ mm}$.

Schemat kondensatora powierzchniowego zamkniętego mamy na rys.380. Powietrze jest tu odciągane z najniższego miejsca.

Rurki są zamocowane końcami w płytach z żelaza kutego lub z brązu (w maszynach okrętowych). W skraplaczach leżących rurki muszą być podparte 2 m. płytami cieńszymi. Należy przy tem baczyć na wolne przekroje. Płyty, w których są zamocowane końce rurek, usztywniamy za pomocą ankrów (rys.381 przedstawia zamocowanie ankra).

Rurki muszą mieć możność wydłużania się, stosuje się jednak często rozwalanie ich końców w płytach siłowych. Lepiej uszczelniać końce rurek za pomocą dławików, których różne typy widzimy na rys.382. Rysunek 382^a przedstawia uszczelnienie dobre lecz kosztowne: q_1 i q_2 - nakrętki, U - uszczelka bawełniana. Amerykanie dają wkoło rurki drewniane kliniki (rys.382^b). Jest to wykonanie prymitywne lecz nieźle. Na rys.382^c widzimy jedną z najnowszych konstrukcji: w wyłoczeniu płyty siłowej jest umieszczony pierścień gumowy, dociskamy do płyty wskutek różnicy ciśnień panujących po obu jej stronach. Ta konstrukcja nie jest zbyt pewna w działaniu.

Prędkość wody w rurkach wynosi $0,8 : 1 \text{ m/sec.}$

Kondensatory powierzchniowe mają rację bytu, gdy woda skroplona ma być ponownie użyta do zasilania kotłów, co ma miejsce:

- 1) gdy woda zasilająca jest twarda
- 2) na okrętach morskich (woda morską niszczy kotły).
- 3) gdy chodzi o zaoszczędzenie wody z jakiegokolwiek przyczyn.

Schemat instalacji ze skraplaczem powierzchniowym i wieżą chłodzącą mamy na rys.383. Odpowietrzanie w miejscu Z niekonieczne.

Skraplacze powierzchniowe są najczęściej budowane, jako zamknięte. Jeżeli woda chłodząca jest brudna, stosujemy skraplacze otwarte (rys.384) zanurzone lub ciekowe.

Zwykle liczy się, że na 1 kg. pary na godzinę powierzchnia chłodząca tur. powinna wynosić $H_c = 0,018 : 0,03 \text{ m}^2$.

Dla maszyn okrętowych spreżonych, według Seatona, przy temperaturze wody chłodzącej dopływającej = 15°C , a odpływającej = 50°C i przy

prężności końcowej = 2 atm abs

H = 0,28 m²

" " = 1,33 " "

H = 0,23 " "

" " = 1 " "

H = 0,21 " "

" " = 0,84 " "

H = 0,18 " "

" " = 0,66 " "

H = 0,17 " "

" " = 0,55 " "

H = 0,15 " "

" " = 0,4 " "

H = 0,14 " "

L O K O M O B I L E

Cechą charakterystyczną lokomobili jest to, że maszyna parowa jest zmontowana bezpośrednio na kotle. Lokomobile są budowane jako ruchome (na kółkach) lub jako stałe.

Lokomobile ruchome mają przeważnie zastosowanie w rolnictwie: do napędu młocarni i t. p. Powstały one w Anglii i względem nich po dzień dzisiejszy zachowano oznaczenia mocy tam przyjęte.

dla młocki na MK

(tak liczą na wii)

nominalne

N_e normalne

N_e max. stałe

N_e max. przejściowe
(na ½ godziny)

1 MK	10 MK	14 MK	18 MK
5 "	12 "	16 "	20 "
6 "	14 "	18 "	25 "
7 "	16 "	21 "	29 "
8 "	20 "	26 "	34 "
<u>10 "</u>	<u>24 "</u>	31 "	40 "
12 "	30 "	40 "	50 "
16 "	35 "	45 "	60 "

Jak z powyższej tablicy widać, o młocarni pędzonej lokomobilą o mocy N_e norm. 24 MK. mówią, że ona młóci na 10 MK. Ten sposób oznaczenia mocy jest niewłaściwy, jest jednak utrzymywany przez fabryki lokomobil, między innymi ze względu na konkurencję z silnikami spalinowymi; powoduje on omyłki co do mocy tych ostatnich. Np. lokomobila "na 8 MK." ma właściwie 20 MK., zatem motor ośmiokonny tej samej młocarni nie ruszy. Lokomobile rolnicze, jako obsługiwane przez ludzi nie-fachowych powinny być łatwe do obsłużenia i o możliwie prostej konstrukcji. Poszczególne części w razie zniszczenia powinny się nadawać do odtworzenia będą przez zwykłych kowali. Ponadto winny one być niezawodnie w użyciu. Tym wa-

runkom najlepiej odpowiada lokomobila parowa. Najprostsze konstrukcyjnie są lokomobile angielskie: posiadają one zwykły suwak, a regulacja odbywa się za pomocą dławienia pary dolotowej. Pochłaniają one dużo paliwa, są jednak mało wybredne i niezawodne w pracy. Na kontynencie dążą do zmniejszenia zużycia opału przez budowanie lokomobil:

1) z podwójnym suwakiem

2) na parę przegrzaną.

Kotły lokomobil są typu płomienicowo-płomieniówkowego. Często posiadają one paleniska w skrzyniach ogniowych na wzór lokomotyw. Palenisko, o ile na to pozwalają warunki, jak np. przejazd lokomobilii przez rowy przydrożne, powinno być opuszczone jak najniżej, aby osiągnąć silniejszy ciąg i, co za tem idzie, umożliwić szybkie spalanie. Podczas ruchu ciąg jest wytwarzany przez parę odlotową wyprowadzoną do komina. Przewody parowe są prowadzone na zewnątrz kotła. W celu ułatwienia oczyszczania płomieniówek z kamienia kottowego niektórzy budują lokomobile, z których można wysuwać płomienice wraz z płomieniówkami (Wolffa). Lokomobile te okazały się jednak niepraktyczne, gdyż wymagają starannej konstrukcji i obsługi. Przegrzewacz umieszczony w dymnicy musi on być tak wbudowany, aby dawał gazom spalinywymi łatwy dostęp do komina (zważać na wolne przekroje). Ponadto musi on być silnie zamocowany, aby się nie odłamał podczas przejazdu. Komin budować składany. Maszyna lokomobilii pracuje zawsze z wolnym wydmuchem. Normalnie maszyny parowe są stawiane na sztywnym fundamencie, tu natomiast, jako fundament, służy kocioł parowy, wydłużający się tak w kierunku podłużnym, jak i poprzecznym pod wpływem wzrostu temperatury, oraz prężności pary. Maszyna zatem musi być z kotłem zmontowana w ten sposób, aby te wydłużenia nie miały na nią wpływu. W tym celu do kotła mocno przymocowuje się zazwyczaj cylinder, a pozostałym częściom pozostawia się możliwość swobodnego wydłużania się niezależnie od kotła. Niektóre fabryki usiłują uniknąć szkodliwego wpływu wydłużania się kotła, montując maszynę na kotle rozgrzanym. Ten sposób nie prowadzi do celu, gdyż wydłużanie zależy od prężności pary w kotle. Dobrą choć droższą jest konstrukcja, w której maszyna jest zmontowana na płycie fundamentowej związanej w jednym miejscu z kotłem. Blachy, na których opierają się podstawy łożysk powinny być przymocowane do kotła na wysokości jego osi podłużnej. Ma na celu uniknięcie szkodliwego wpływu promieniowego wydłużania się kotła.

W lokomobilih Lanz'a cylinder jest związany z łożyskami za pomocą drążków przenoszących siły osiowe. Przez to Lanza zostaje znacząco odciążona. Aby uniknąć wyginania, albo nawet łamania się tych drążków, łożyska muszą mieć zagwarantowaną możliwość przesuwania się względem podstawy. Z tego względu arbusy łączące łożyska z podstawą mają taką konstrukcję, aby nie można ich było za mocno dociągać. Maszyny niemieckie posiadają regulatory osiowe o możliwie prostej konstrukcji ze względu na niewykwalifikowaną obsługę. Rozpowszechnione u rolników pojęcie, że lokomobile na parę przegrzają zasadniczo wolniej wytwarzając parę jest błędne, w niektórych wypadkach ma to miejsce, lecz winną tu jest zła konstrukcja kotła. Lokomobile Lanz'a mają tę wadę, że posiadają poziomy układ wentyli, wskutek czego przy wstrząśnięciach podczas przewożenia mogą łatwo powstawać nieszczelności. Posiadają one stawidła Lentz'a. Wskutek dużej liczby obrotów ($n > 200$) rozpryskują oliwę. Angielska fabryka Marshalla montuje regaszynę na kotłach w ten sposób, że przynocowuje cylinder i jedno z łożysk do kotła pozwalając drugiemu łożysku swobodnie się przesuwać w miarę wydłużania się kotła. Działają one dobrze, nastroczają jednak wielkie trudności przy montażu: wał musi być zmontowany ukośnie względem osi maszyny, aby po wydłużeniu się kotła zajął położenie prostopadłe. Lokomobile rolnicze posiadają bieg lewy ze względu naolocarnie. Są one opalane węglem kamiennym, torfem, drzewem lub słomą. Opalanie słomą jest rozpowszechnione na Podolu, wymaga jednak specjalnych palenisk.

Lokomobile stałe są budowane na moc aż do 1000 MK. włącznie, chociaż tej mocy lokomobile mają mniej zwolenników, aniżeli zwykłe maszyny stałe. Normalnie lokomobile są budowane na moc do 400 MK. Lokomobile posiadają następujące zalety: 1) zajmują mało miejsca, 2) wymagają mniejszych kosztów zakładowych, 3) koszty obsługi i utrzymania mniejsze niż dla maszyn z oddzielną kotłownią, 4) szybki montaż, 5) łatwiejsza odprzedaż ze względu na łatwość przeniesienia, oraz 6) lepsze wykorzystanie paliwa, gdyż odpadają straty w przewodach parowych. Co do tego ostatniego punktu nadmienić należy, że cyfry rekordowe podawane przez firmy są mocno przesadzone. Wadą lokomobili jest to, że maszyna jako całość na na ^{kotle} ~~stawie~~, jest narażoną na zanieczyszczenie pyłem węglowym popiołem i t.p.

co pociąga szybkie zużywanie się części trących. Z tego powodu u dużych lokomobil dają pomiędzy kotłem a maszyną posadzkę. Niemcy zawdzięczają w znacznej mierze rozwój przemysłu lokomobilowego walce konkurencyjnej trzech najpoważniejszych firm produkujących lokomobile: 1) Wolfa w Magdeburgu, 2) Lanza w Mannheimie, 3) Badenji w Badenie.

Lokomobile Wolfa o mocy 25 do 75 MK. są budowane jako maszyny tandem (rys. 385) zaś mocy 100 do 640 MK_g. — jako compound. Wylot z cylindra W.P. i wlot do cylindra N.P. są kierowane jednym i tym samym suwakiem tłokowym, którego skrzynka suwakowa służy, jako przelewnia. Cylinder N.P. jest zbudowany jako przelewny.

Na lokomobilach tych jest zastosowane dwukrotne przegrzewanie pary: para z pierwszego przegrzewacza idzie do cylindra W.P., stąd przechodzi do drugiego przegrzewacza i dopiero potem wchodzi do cylindra N.P. Wskutek tego oba cylindry pracują parą przegrzaną, a ciepło spalin jest lepiej wykorzystane. Ponadto jest tu zastosowany ekonomizer parowy. Rozrząd pary jest pod wpływem regulatora osiowego. U normalnych maszyn parowych dwukrotne przegrzewanie pary nie dało dobrych rezultatów ze względu na oddalenie maszyny od kotłowni.

LOKOMOBILE LANZA są budowane jako compound i posiadają stawidła wentylowe. Rurowe wentyle wskutek układu leżącego wymagają nader starannego prowadzenia:

trzony muszą być możliwie silne i dobrze smarowane. Na rys. 386 widzimy przekrój lokomobili Lanza compound, a na rys. 387, 388 i 389 mamy pokazany rozrząd pary.

Podstawa łożysk opiera się na blaszanych stojakach, przez co łożyska są mniej narażone na przewodzenie ciepła od kotła. Cylindry są połączone z podstawami ^{za pomocą drążków. U lokomobil ponad 400 MK_g, podstawa łożysk} łożysk nie opiera się na kotle, a jest przytwierdzona do stojaków, opartych bezpośrednio na fundamentach. Cylindry mogą się do pewnego stopnia przesuwać względem kotła na ramie przymocowanej do kotła.

Rurowe wentyle są umocowane na długich trzonach poruszających się w wymiennych łożach. Trzony posiadają uszczelnienie grzebleniowe. Sprężyny wentylowe mogą być umieszczone wewnątrz, lub zewnątrz przestrzeni parowej. To ostatnie jest lepsze. Lokomobile duże posiadają tylko 3 pary wentyli, gdyż wentyle odlotowe cylindra W.P. kierują jednocześnie wlotem do cylindra N.P.

Mimośród znajdujący się pod wpływem regulatora osiowego kieruje tylko wentyla-

mi wlotowym cylindra W.P. Pozostałe 6 wentyli jest prowadzone przez mimośród stale zaklinowany na wale maszyny. Mimośród ten jest zatem znacznie obciążony, tembardziej, że pędzi on jeszcze pompę zasilającą kocioł oraz pompę kondensacyjną (połączone konstrukcyjnie w jedną całość). Wskutek znacznego obciążenia tego mimośrodu powstają w drążku mimośrodowym drgania rezonansowe.

Wentyle są uruchamiane od tarcz nieokrągłych przytwierdzonych do wałka sterującego o ruchu wahadłowym. Nie posiadają one koszy, a leżą bezpośrednio na cylindrze. Cylindry nie posiadają płaszcza parowego i są odlane wraz z podszewieniem rozdządu parowego, jako całość, w ten sposób, że cylindry mogą się trochę wydłużać.

Lokomobile fabryki Badenia są maszynami Stumpfa postawionemi bezpośrednio na kotle parowym. Cylindry są mocno przytwierdzone do kotła. Rama stanowi jedną całość, tak że łożyska nie mogą się swobodnie wydłużać. Zresztą całość konstrukcyjnie dobra. Wadą ich jest to, że maszyna Stumpfa posiada duże masy ruchome, co następcza trudności konstrukcyjne.

Wogóle u lokomobil stosunek $\frac{S}{D}$ musi być mały, gdyż długość maszyny jest ograniczona przez kocioł. Stąd wynikają duże naciski tłokowe i silne działania mas ruchomych. Drążki łączące stawidła przednie i tylne następczają znaczne trudności, gdyż przy dużych n powstają w nich drgania rezonansowe, dające się usuwać przez zmianę krzywizn sterujących, lub budowanie drążków cienkich z materiału elastycznego.

U lokomobil stałych stosuje się zwykle 2 koła zamachowe, gdyż wypadają mniejsze. U lokomobil ruchomych stosuje się 1 koło zamachowe i małą tarczę. Kliny należy zabezpieczać.

W łożyskach głównych najlepiej zastosować smarowanie pierścieniowe. Smar do czopów korbowych i mimośrodów najlepiej przeprowadzać wewnątrz wału (Lanz). Dobrze jest dać galerję ułatwiającą dostęp do części wymagających smarowania.

