

REGULACJA

I. Regulatory.

Każda maszyna parowa musi posiadać dwa przyrządy regulujące jej bieg :

1/ Regulator służy do zachowania możliwie stałej liczby obrotów. W tym celu zmienia napełnienie, lub dławi parę dolotową; działanie jego rozciąga się na kilka obrotów maszyny.

2/ Koło zamachowe służy do zachowania możliwie stałej szybkości katowej pomimo zmiennego nacisku tłokowego i wpływu układu korbowego. Działanie koła zamachowego odbywa się w ciągu jednego obrotu.

Schemat regulatora pionowego mamy na rys.294.

Stopień niejednostajności regulatora. Przy wzroście liczby obrotów pochwa przesuwana się z położenia A w położenie B. Niech położenie A odpowiada $n_{\min.}$, a B - $n_{\max.}$, to średnia ilość obrotów n :

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$$

a stopień niejednostajności regulatora

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n}$$

jeśli pochwa regulatora nie jest obciążona i może swobodnie poruszać się.

Stopień nieczułości regulatora. Każdy regulator musi przewyżnić opór :

$$P = W + R$$

gdzie W - opór stawadła, a R - opór tarcia ^{wynatur} regulatora.

Aby pochwa mogła się podnieść i opaść t.j. aby siła odśrodkowa mogła opanować wyżej wymieniony opór, konieczny jest pewien przyrost ilości obrotów. Jeśli regulator pracuje przy pewnym położeniu pochwy z n obr/min., to aby pochwa mogła się podnieść musi n wzrosnąć do n_1 przyczem

$$n_1 = n + \Delta n$$

zaś dla opadania :

$$n_2 = n - \Delta n$$

Wówczas stopień nieczułości regulatora :

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n} = \varepsilon_W + \varepsilon_R$$

W tym wzorze ε_R musi być bardzo małe : $\varepsilon_R \leq 0,2\%$. Celem zaś zmniejszenia oporu stawidła ε_W / należy możliwie wywozić regulator przeciwcieżarem.

Energia regulatora nazywamy działaniem jakie wywiera niewirujący regulator na pochwę nieobciążoną stawidłem. Energia ta musi przewyciężyć opór P , więc :

$$E = \frac{P}{\varepsilon} = \frac{W}{\varepsilon - \varepsilon_R}$$

Rodzaje regulatorów . Regulatory budujemy pionowe lub osiowe. Obecnie wyłącznie sprężynowe, a ciężarowe wyszły już z użycia.

W normalnych maszynach zależy nam na tem, aby liczba obrotów niezależnie od obciążenia była stała. Można to uzyskać tylko wtedy, gdy zastosujemy regulator o bardzo małej $n_{\max} - n_{\min}$, czyli $\delta_r = 2$ do 4% / średnie 3% . Jest to regulator *pseudoastatyczny*.

W maszynach do specjalnych celów musimy mieć często stopień niejednostajności o wiele większy. Np. dla maszyn wyciągowych δ_r dochodzi do 150. Poza tem w maszynach napędzających bezpośrednio pompy lub sprężarki, o ile chcemy zmieniać ich wydajność, musimy mieć $\delta_r = 20$ do 30% . Stosujemy tu więc regulator *statyczny*. Jego cechą charakterystyczną jest to, że każdemu położeniu pochwy odpowiada inna liczba obrotów. Dzięki temu w maszynach napędzających pompy, w których opór skoku jest ten sam, można przy odpowiednim przestawieniu drążka pracować z różną liczbą obrotów co jest wielką zaletą ; regulator można zastąpić tu urządzeniem do ręcznego przestawiania mechanizmu stawidłowego, a stosować tylko regulator bezpieczeństwa.

II. Koła zamachowe.

Jak wyżej wspomniano koła zamachowe służą do wyrównania szybkości kątowej w ciągu jednego obrotu maszyny.

Potrzebny ciężar koła zamachowego można obliczyć na podstawie wykresu parowego i układu korbowego.

Na zasadzie wykresu parowego znajdujemy nadciśnienie, pędzące maszynę. Niech czynny nacisk tłoka po odjęciu mas w ruchu będzie P_s /rys.295/ wówczas :

$$S = \frac{P_s}{\cos \beta}$$

W czopie C rozkładamy siłę S na kierunek styczny i normalny. Siła styczna T wyniesie:

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

Siłę T znaleźć można graficznie w/g rys.296. Jeśli $LN = P_s$, to $NK = T$,

gdyż

$$\frac{KN}{LN} = \frac{OX}{OM} = \frac{OX}{OC} = \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Więc

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

Projektowanie koła zamachowego dla maszyny jednocyylindrowej.

Dane są wykresy indykatora dla obu stron cylindra przy napełnieniu normalnem. Długość wykresu dzielimy na pewną ilość części /rys.297/, a końce wykresu w pobliżu kompresji i wylotu można podzielić dla dokładności na części drobniejsze. Odejmujemy ciśnienia panujące po obu stronach cylindra i budujemy wykres nadciśnień /krzywa I na rys.297/. Oprócz ciśnień działają jeszcze masy ruchome, które raz przeciwdziałają ciśnieniu, a raz działają w tym samym kierunku. Działanie mas uwzględniamy w założeniu nieskończenie długiego korbowodu. Niech ciężar mas ruchomych wynosi G_m , a r - pół skoku maszyny, to prędkość czopa korbowego wynosi:

$$V = \frac{a \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Jeśli ponadto F oznacza czynny przekrój tłoka, to dla nieskończonego długiego korbowodu nacisk mas ruchomych, zredukowany na jeden cm^2 przekroju tłoka wynosi w martwym położeniu:

$$H = \frac{G_m \cdot v^2}{g \cdot F \cdot r}$$

Na wykresie 297 budujemy krzywą 3, odpowiadającą zmienności nacisku M . Sumując rzędne krzywej 3 i 1 otrzymamy krzywą 2, odpowiadającą czynnym naciskom tłoka z uwzględnieniem mas w ruchu / P_s /.

Rysujemy koło korbowe /rys.298/ i odkładamy poszczególne % skoku. Przez punkty podziału kreślimy łuki o promieniu $L = 5 \cdot r$. Odkładając odpowiednie wartości P_s wzięte z wykresu 297, znajdujemy siły styczne dla wszystkich % skoku. Rozwijamy obwód koła korbowego /rys.299/ i odkładamy poszczególne T otrzymując linie sił stycznych. Prowadzimy linię średniego oporu tak, aby pola

$$f_1 + f_2 = f_3 + f_4$$

Największe pole f wywołuje największe przyspieszenie czopa korbowego. Pola pod linią średniego oporu przedstawiają energję, którą koło zamachowe musi oddać maszynie; nad linią - energję, którą koło zamachowe pobiera od maszyny.

Jeżeli $f_1 = f_{\max}$, to w punkcie A mamy V_{\min} , a w punkcie B v_{\max} . Oznaczamy przez A w kilogramo-metrach pracę, którą pobiera względnie oddaje koło zamachowe wzdłuż pola f_{\max} , to

$$A = f_{\max} \cdot \text{skala wykresu}$$

Jeśli G - ciężar koła zamachowego, a G_w - ciężar wienca, to przeważnie:

$$G_w = 0,9 \cdot G$$

Oznaczmy przez D średnicę środka ciężkości wienca, a przez w - średnią prędkość obwodową środka ciężkości wienca, to:

$$w = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Pracę, którą koło zamachowe pobiera względnie oddaje musi się równać wzrostowi lub zmniejszeniu energji kinetycznej w danym okresie

z uwzględnieniem sprawności mechanicznej maszyny . A więc

$$A \cdot \eta_m = \frac{G}{2 \cdot g} \cdot \frac{w_{\max}^2 - w_{\min}^2}{w_{\max}^2 - w_{\min}^2}$$

Stopień niejednostajności koła zamachowego

$$\delta = \frac{w_{\max} - w_{\min}}{w}$$

a średnia szybkość

$$w = \frac{w_{\max} + w_{\min}}{2}$$

skąd

$$w^2 \cdot \delta = \frac{w_{\max}^2 - w_{\min}^2}{2}$$

skąd ostatecznie mamy podstawowy wzór dla obliczenia kół zamachowych :

$$A \cdot \eta_m = \frac{G \cdot w^2 \cdot \delta}{g}$$

Stopień niejednostajności koła zamachowego zależy od miejsca osadzenia koła i rodzaju napędu.

1/ Maszyna napędza bezpośrednio pompę lub kompresor. Ponieważ ilość obrotów pompy tłokowej jest różna, stosujemy regulator statyczny i dla koła zamachowego dajemy

$$\delta = 1/20$$

2/ Maszyna napędza obrabiarki

$$\delta = 1/35 \text{ do } 1/45$$

3/ Maszyna napędza młyny i przędzarki grubej przędzy

$$\delta = 1/45 \text{ do } 1/70$$

4/ Maszyna napędza papiernię i przędzarki cienkiej przędzy

$$\delta = 1/100$$

5/ Maszyna napędza generator elektryczny. Zależy od tego czy generator jest osadzony bezpośrednio na wale głównym, czy napędzany przez przekładnię. Oprócz tego zależy też od rodzaju prądu.

Układ /rys.300/	I	II	III
Prąd stały	1/125 do 1/200	1/70 do 1/80	1/60
Prąd zmienny	1/200 do 1/300	1/100 do 1/120	1/100

Układ pierwszy wymaga więc najcięższego koła.

Przykład. Maszyna jednocylinrowa służy do napędu młyna.

$$D = 300 \text{ mm.}, S = 550 \text{ mm.}, N_e = 50 \text{ KM}_e, n = 110 \text{ obr/min}, \mathcal{F} = 1/70$$

$$\eta_m = 0,85.$$

Srednia prędkość czopa korbowego

$$v = \frac{0,55 \cdot \pi \cdot 110}{60} = 3,17 \text{ m/sek}$$

Ciężar mas

$$G_m = 235 \text{ kg.}$$

Nacisk mas zredukowany na 1 cm^2 przekroju tłoka

$$M = \frac{234,3,17^2}{9,81 \cdot 0,275 \cdot 690} = 1,26 \text{ kg/cm}^2$$

Przyjmujemy skalę ciśnień $1 \text{ cm} = 2 \text{ atm.}$

" " skoku $10 \text{ cm.} = 0,55 \text{ m.}$

Skala wykresu sił stycznych

$$1 \text{ cm}^2 = \frac{2 \cdot 0,55}{10} \cdot 690 \approx 75,9 \text{ kg.m.}$$

Poszczególne pola wykresu wskazane na rys.301. Z wykresu

$$f_{\max} = 5,08 \text{ cm}^2 \quad \text{więc praca}$$

$$A = 5,08 \cdot 75,9 = 386 \text{ kg.m.}$$

Przekrój wieńca przyjmujemy jak na rys.302. Prędkość obwodowa środka ciężkości

$$w = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2,45 \cdot \pi \cdot 110}{60} = 14,1 \text{ m/sek.}$$

Ciężar wieńca potrzebny

$$G_w = \frac{0,85 \cdot 386 \cdot 0,9 \cdot 9,81 \cdot 70}{14,1^2} = 1020 \text{ kg.}$$

Przyczem wyraz $0,9$ wprowadzono dla uwzględnienia ramion.

Z rys.302 ciężar wieńca

$$G_w = \frac{\pi}{4} \cdot \left(26^2 - 23^2 \right) \cdot 1,2 \cdot 7,3 = 1020 \text{ kg.}$$

Wymiary wieńca zostały więc dobrze wybrane.

$$G \cdot D^2 = 1^2 \cdot \frac{1020}{0,9} \cdot 2,45^2 = 6820 \text{ kg.m}^2$$

Krzywe prędkości czopa obliczamy w następujący sposób

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v}$$

$$a \quad v = \frac{v_{\max} + v_{\min}}{2}$$

czyli $v_{\min} = 2.v - v_{\max}$ i $v_{\max} = v + \frac{v \cdot \delta}{2}$

ponieważ $v \cdot \delta = v_{\max} - 2.v + v_{\max}$ więc

$$v_{\max} = v / 1 + \frac{\delta}{2} = 3,17 / 1 + \frac{1}{140} = 3,19 \text{ m/sek}$$

$$v_{\min} = v / 1 - \frac{\delta}{2} = 3,17 / 1 - \frac{1}{140} = 3,14 \text{ m/sek}$$

Z tych równań wynika położenie v_{\max} i v_{\min} na rys. 301.

Należy teraz znaleźć v_1 i v_2 . Szybkość w dowolnym punkcie :

$$v_x = \sqrt{v_{\max}^2 - \frac{2.A}{m}x} \quad \text{względnie} \quad = \sqrt{v_{\min}^2 + \frac{2.A}{m}x}$$

gdzie m - masa koła zredukowana na czop korbowy, a

$$A_x = \frac{f_x \cdot A}{f_{\max}}$$

$$\frac{2.A}{m}x = \frac{2.f_x \cdot A \cdot S^2 \cdot 9,81}{f_{\max} \cdot G \cdot D^2} = \frac{2.f_x \cdot 75,9 \cdot 0,55^2 \cdot 9,81}{6820} = 0,066 \cdot f_x$$

stad $v_2 = \sqrt{3,14^2 + 0,066 \cdot 4,1} = 3,185 \text{ m/sek.}$

$$v_1 = \sqrt{3,14^2 + 0,066 \cdot 4,1 - 2,45 - 0,82} = 3,15 \text{ m/sek}$$

a więc $v_1 < v_2$

Ponieważ energia którą koło musi oddać wynosi w skali wykresu $5,08 \text{ cm}^2$, więc to właśnie pole powoduje największe wahanie koła zamachowego.

Podane wykresy były dla jedno cylindrowej maszyny. Dla maszyn o podwójnym rozprężaniu obliczenie przeprowadzamy tak samo, przy czym sumujemy wykresy sił stycznych dla cylindra NP i WP. W maszynach tandem sumujemy je bezpośrednio, w maszynach compound natomiast musimy przy sumowaniu uwzględnić przodowanie korby

Tak dla maszyn compound jak i tandem skalę długości wykresu ustępujemy jednokrotnie dla obu cylindrów, czyli wykresy redukujemy na jedną jedną długość / przenosząc na długość cylindra WP, aby otrzymać wykres niezbyt długi /. Jeśli redukcję przeprowadzamy na cylinder WP, to poszczególne ciśnienia w cylindrze NP musimy pomnożyć przez stosunek przekrojów cylindrów, przez co otrzymamy:

$$p_{nred} = p_{nx} \cdot \frac{F_n}{F_w} \quad / \text{rys. 303/}$$

Oddzielnie dla każdego cylindra rysujemy krzywą nadciśnień, krzywą nadciśnień z u zględnieniem mas w ruchu i koła korbowe /rys. 304/, z których znajdujemy przy różnych napełnieniach wielkości sił stycznych. Rozwijamy koła dla obu cylindrów i tu występuje wyraźnie różnica między tandem i compound. W maszynie tandem siły działają w jednym kierunku i sumują się odrazu /rys. 304/. W maszynie compound, jeśli korba NP wyprzedzi WP, to rozwijamy koło dla cylindra WP /rys. 305/, a początek wykresu dla NP rozpocznie się prz. 10° . Sumujemy poszczególne rzędne tak, że $z = x + y$. Otrzymujemy więc sumaryczną linię sił stycznych. Linię średniego oporu rysujemy tak, aby pole powyżej niej równało się polu poniżej. Dalsze obliczenia przeprowadza się tak jak dla maszyny jednocyylindrowej.

Porównując oba wykresy /rys. 304 i 305 / widać odrazu, że f_{max} jest większe w maszynach tandem, więc wymagają one cięższego koła zamachowego.

Konstrukcja kół zamachowych. Koła zamachowe wykonywamy z żeliwa, jeśli prędkość środka ciężkości wienca W nie przekracza 30 m/sek. Przy prędkościach W do 80 m/sek. stosujemy staliwo. Żeliwo na koła zamachowe winno posiadać doraźną wytrzymałość $K_r > 22 \text{ kg/mm}^2$

Średnicę środka ciężkości wienca przyjmujemy zazwyczaj $D = 4 \text{ do } 10 \cdot R$, gdzie R - promień korby. Koła zamachowe o $D < 3 \text{ m.}$, o ile na to pozwala montaż i demontaż wykonujemy z jednego kawałka. W kole z jednego kawałka powstają wskutek różnych skurczów wienca i ramion znaczne naprężenia odlewnicze, poleca się więc przy odlewie rozsadzić piastę w trzech miejscach. Rozsadzenie piasty stosujemy

w kołach lekkich, jeśli $D > 2,5$ m., a w kołach ciężkich jeśli $D > 1,5$ m. Przy odlewie pomiędzy poszczególne części piasty wkłada się kawałki blachy oblepione gliną. Przy odadzanu koła na wał musimy wypełnić otwory pozostałe po odlewie białym metalem i ściągnąć piastę pierścieniami skurczowemi.

Ze względu na montaż i transport większość kół zamachowych musimy dzielić. Przy stosowaniu większej prędkości podział należy uskuteczyć w samych ramionach. Taki podział, jak w zw. kłach kołach pasowych /rys.306/ daje tu złe wyniki, ponieważ masa połączenia daje dużą siłę odśrodkową i łatwo ulega rozsądzeniu.

Obliczenie wytrzymałościowe kół zamachowych.

1/ Obliczenie wienca.

Jeśli odległość środka ciężkości półkola od osi koła wynosi e /rys.307/, to całkowita siła odśrodkowa półkola z uwzględnieniem działania ramion / 10% / wyniesie :

$$C = 1,1 \cdot \frac{G_w}{2 \cdot g} \cdot \frac{w_e^2}{e} \dots\dots\dots /I/$$

Wstawiając wartości

$$e = \frac{D}{\pi} \quad \text{ i } \quad w_e = w \cdot \frac{2 \cdot e}{D} = \frac{2 \cdot w}{\pi}$$

w równanie /I/ otrzymamy

$$C = 1,1 \cdot \frac{G_w}{2 \cdot g} \cdot \frac{4 \cdot w^2 \cdot \pi}{D \cdot \pi^2} = 1,1 \cdot \frac{G_w \cdot 2 \cdot w^2}{g \cdot \pi \cdot D} = 1,1 \cdot \frac{D \cdot \pi \cdot F \cdot \gamma \cdot 2 \cdot w^2}{g \cdot \pi \cdot D \cdot 10}$$

gdzie γ - w kg/dcm^3

skąd ostatecznie

$$C = 1,1 \cdot \frac{F_w \cdot \gamma \cdot 2 \cdot w^2}{g \cdot 10} \dots\dots\dots /I/$$

Napężenie rozciągające w najslabszym przekroju wienca F_w :

$$k_r = 1,1 \cdot \frac{\gamma \cdot 2 \cdot F_w \cdot w^2}{g \cdot 10 \cdot 2 \cdot F_w} = \frac{1,1 \cdot \gamma \cdot w^2}{10 \cdot g} \quad (\dots\dots /II/$$

Jeśli $\gamma = 7,3 \text{ kg/dcm}^2$ a $w = 30 \text{ m/sek.}$ to $k_r = 75 \text{ kg/cm}^2$.

Jeśli koło jest dzielone na dwie części, to dla obliczenia wienca miarodajny jest najslabszy przekrój F_s różny od przekroju F_w .

$$k_r = \frac{C}{2.F_s} = \frac{1,1.G_w.w^2}{g.J.D.F_s} \leq 100 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots/III/$$

Niektórzy konstruktorzy idą nawet do 120 kg/cm².

Część wieńca między dwoma ramionami obliczamy jako belkę podpartą na ramionach i obciążoną siłą odśrodkową i ciężarem własnym /rys.308/ :

$$P = C_i + G_i = 1,1. \frac{G_w.w_i^2}{i.g.r_i} + \frac{G_w}{i}$$

gdzie "i" - ilość ramion.

Moment gnący :

$$M_g = \frac{P.l}{12} = W.k_g \quad \text{przyczem} \quad /IV/$$

$k_g \leq 150 \text{ kg/cm}^2$ we włóknach ciągnionych /zewnątrznych/, a
 $k_g \leq 200 \text{ kg/cm}^2$ we włóknach ściskanych.

Przekroje wieńca dajemy w/g rys.309. a/, b/, c/; przyczem powierzchnie zewnętrzna i boczne winny być obrobione, wyrównowania wieńca.

Obliczenie ramion. Ramiona przy wieńcu pracują na rozciąganie ; a przy płaszcie na zginanie /rys.310/

W przekroju A-B przyjmujemy wypadek najgorszy, t.j. że ramię dźwiga pół ciężaru wieńca :

$$k_r = \frac{C_i + G/2}{F_r} \leq 120 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots/V/$$

W przekroju C-D działa siła P_1 na ramieniu "l", przyczem.

$$P_1 = \frac{75.M}{w_z}$$

Przyjmując że tylko 1/3 ilości ramion dźwiga otrzymamy naprężenie gnące :

$$k_g = \frac{P_1.l.3}{i.F_r} \leq 150 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots/VI/$$

Przy szybkim uruchomieniu maszyny mamy znacznie większe naprężenia. Zakładamy wówczas że cała liczba ramion dźwiga /rys.311/.

$$k_g = \frac{P_{\max} \cdot r \cdot f \cdot \eta}{R_z \cdot i \cdot w_e} \dots\dots/VII/$$

przyczem dla ramion żeliwnych dajemy $k_g \leq 250 \text{ kg/cm}^2$
 " " stalowych " $k_g \leq 400 \text{ kg/cm}^2$.
 " " kutych wstawianych $k_g \leq 650 \text{ kg/cm}^2$.

Ramiona wstawiane stosujemy dla kół zamachowych maszyn o zmiennej ilości obrotów /napęd bębnow i tarcz Koepego/ i dla maszyn napędzających dmuchawy hutnicze, gdzie ilość obrotów zmienia się w granicach 20 do 90 zależnie od zapotrzebowania. Przy stosowaniu wzoru /VII/ należy pamiętać, że w bliźniaczej maszynie nawrotnej przy pracy z 95% napełnienia.

$$P_{\max} \approx 1,65 \cdot P_{\max} \text{ jednej strony}$$

Konstrukcje połączeń. Na rys.312 mamy połączenie śrubowe. Przy ciężkim wieniec można dać połączenie klinowe /rys.313/, lecz tylko dla mniejszych prędkości obwodowych. Pozatem można dodatkow wzmocnić wieniec pierścieniami skurczowemi /rys.314/, lecz należy pamiętać, że pierścienie są tylko dodatkowem zabezpieczeniem a samo połączenie wieńca winno opanować całkowitą siłę odśrodkową. To samo odnosi się do połączenia śrubowego przy piaście /rys.315/. Pierścienie skurczowe są najlepsze jeśli są walcowane z jednego kawała ; w maszynach tandem i bliźniaczych trzeba je nałożyć na wał przed nałożeniem koła.

Koło osadzamy na wale najczęściej za pomocą klinów stycznych rozstawionych o 120° /rys.316/. Przez stosowanie klinów stycznych nie naprężamy dodatkow śrub łączących obie połówki koła. Niektórzy konstruktorzy w mniejszych maszynach osadzają koło na wał ze skurczem bez klinów ; wewnętrzną średnicę piasty wykonują mniejszą od zewnętrznej średnicy wału za pomocą śrub zaś zakleszczają koło na wale. O ile koło takie nie przenosi napięcia liny to konstrukcja ta ma następujące duże zalety :

1/.Nie ma tu wypierania koła w jednym kierunku, które zachodzi przy stosowaniu klinów.

2/ Przy połączeniu klinowem i wrazie uderzenia wodnego energia kinetyczna koła zamachowego skreśli wał lub uszkodzi wpustki klinowe. Przy stosowaniu zakleszczenia - koło poślizgnie się tylko na wale. Konstrukcja ta jednak wymaga dużego doświadczenia.

Ramiona koła zamachowego wykonywamy o przekroju dwuteowym lub eliptycznym. Ze względów wytrzymałościowych i odlewniczych przekrój dwuteowy jest najkorzystniejszy, lecz ramiona takie wywołują duży opór wentylacyjny, co w maszynach szybkoobrotowych może zmniejszyć η_m o 10% i więcej. Dlatego stosując ramiona dwuteowe w szybkoobrotowych maszynach musimy zaszalować je blachą. Blacha ta musi się opierać o wieniec i być mocno przytwierdzona, bo daje znaczną siłę odśrodkową.

Każde koło zamachowe posiada ząbienie wewnętrzne lub zewnętrzne dla ręcznego ustawiania tłoka w dowolnem położeniu.

W elementach łączących części koła zamachowego stosujemy następujące dopuszczalne naprężenia.

w klinach $k_g \leq 750 \text{ kg/cm}^2$

w sworzniach $k_g \leq 400 \text{ kg/cm}^2$

w śrubach $k_g \leq 200 \text{ do } 400 \text{ kg/cm}^2$, przyjmując, że śruby przy piąście same przenoszą siłę odśrodkową. Dla uzyskania większego naprężenia wstępnie śrubę podrzew się przy montażu, lecz nie do czerwoności jak to czynią niektórzy fuzerzy. Kliny winny posiadać zaokrąglenia minimum 3 mm.

Wykresy objętościowe.

Wykresy pracy pary, budowane w sposób poprzednio podany odpowiadają z dostatecznym przybliżeniem rzeczywistemu obiegowi jedynie w maszynach jednocylindrowych. W maszynach o wielokrotnym rozprężeniu pary rzeczywisty przebieg zjawiska wygląda inaczej. Wskutek istnienia przelotni o skończonych wymiarach wdmuch z cylindra WP oraz wlot do NP nie zachodzą podług prostych poziomych, lecz wzdłuż krzywych, pozwalających odrazu poznać z wykresu czy mamy do czynienia z maszyną tandem czy compound /patrz. str. 75

i 76 rys.29, 31/. Z powyższych względów rozdział pracy indykowanej na dwa cylindry zapomocą prostej poziomej nadaje się tylko dla wstępnego określenia wymiarów cylindrów, przyczem staramy się uwzględnić warunki podane na str. 78 t.j. równy podział: 1/ pracy, 2/ spadków temperatur, 3/ nacisków tłokowych / w maszynach compound/.

Do ostatecznego oznaczenia wymiarów obu cylindrów służą wykresy objętościowe, które wykazują wpływ jednego cylindra na drugi i działanie przelotni.

Wykres objętościowy dla maszyny compound mamy na rys.317. Korba NP przoduje tu o 90° . Dane V_w , V_n , odpowiednie przestrzenie szkodliwe i objętość przelotni R odkładamy na prostej poziomej. Na odcinkach V_w i V_n , jako na średnicach zataczamy półkola przedstawiające drogi korby. Półkole to dzielimy na dowolną ilość równych części i przeprowadzamy proste poziome, jednakowo od siebie odległe w ilości odpowiadającej liczbie punktów podziału na całym kole. Rzutując punkty podziału na odpowiednie poziome, otrzymamy krzywe I, II będące wykresami drogi korb w funkcji czasu. Przy kreśleniu tych krzywych należy uwzględnić kąt przodowania korb.

Napełnienie dla cylindra WP i krzywą ekspansji wykreślamy normalnie jak dla maszyny jednocylindrowej. punkcie W_f rozpoczyna się wylot pary z cylindra WP do przelotni. W tym momen-

cie wlot do cylindra NP jeszcze nie został otwarty, wskutek czego następuje sprężanie pary w cylindrze MP i przelotni. Sprężanie to zachodzi aż do punktu F, w którym rozpoczyna się wlot pary do cylindra NP. Punkt F znajdujemy w sposób następujący: z przyjętego wlotu przedzwrotowego dla cylindra MP /15/ mamy odciętą punktu F_1 . Punkt ten rzutujemy za pośrednictwem krzywych I i II na linję sprężania zbudowaną z punktu O_n i przechodzącą przez punkt E wykresu cylindra MP. Poczynając od punktu F oba cylindry są połączone z przelotnią, wskutek czego przebieg linii F - CO znajdujemy z równania: $P_2 = p_1 \cdot w_1 / v_2$. Linja F - CO z początku się wznosi, gdyż tłok cylindra MP poruszając się w tym okresie bardzo szybko, wypycha do przelotni więcej pary, aniżeli cylinder NP może przełknąć. Punkt CO znajdujemy jako punkt przecięcia linii F - CO z linją kompresji wykreśloną z punktu O. Linję F - CO przenosimy zapomocą krzywych I i II na wykres cylindra NP, otrzymując w ten sposób linję napełnienia F_1 - G, przy czem punkt G musi leżeć na jednym poziomie z punktem CO. W punkcie G cylinder MP zostaje od przelotni odcięty, a para rozpręża się dalej w przelotni i cylindrze NP aż do punktu D. Linję GD wykreślamy z bieguna O_n . W punkcie D cylinder NP zostaje od przelotni odcięty i zaczyna się w nim normalna ekspansja.

Podobnie budujemy wykres dla maszyny tandem, przy czem krzywa wylotu z cylindra MP będzie tu wygięta ku dołowi /rys. 29/.

K O N D E N S A C J A .

Maszyny ~~z~~pracujące z wolnym wydmuchem dają duże straty ciepła z punktu widzenia sprawności całej instalacji cieplnej, gdyż para wylotowa ma jeszcze temperaturę około 100°C .

W instalacjach gdzie można ciepło to wyzyskać stosujemy maszyny z pobieraniem pary przyczem .

1/ Maszynę przeciwpiętną stosujemy tam, gdzie cała para wychodząca wyzyskiwana jest do celów fabrykacyjnych lub grzejnych, o ile zapotrzebowanie jej jest większe niż silnik daje, a zapotrzebowanie mocy i ciepła pokrywa się w czasie.

2/ Maszynę z pobieraniem pary z przeletni stosujemy przeważnie tam, gdzie tylko część pary chcemy wyzyskać dla celów ubocznych.

W obu wypadkach zwiększamy znacznie sprawność całej instalacji cieplnej.

W wypadkach, gdzie takie wyzyskanie ciepła jest niemożliwe, należy / szczególnie w większych maszynach / zwiększyć spadek ciepłota w samej maszynie przez zastosowanie kondensacji. Dzięki stosowaniu kondensacji zmniejszamy zużycie pary o 25 do 28%, bo para wychodzi przy ciśnieniu 0,2 do 0,15 ata, a więc przy 50 do 60°C . Uzyskujemy więc lepszą sprawność, lecz koszty zakładowe zwiększają się. Ponadto, jeśli maszyna napędza pompę powietrzną, to sprawność jej jest o około 1% mniejsza.

Maszyna pracująca z kondensacją musi być tak zbudowana, aby mogła pracować z wolnym wydmuchem wraz z zepsucia się kondensatora. W tym celu rurociąg wylotowy winien posiadać albo zawór trójdrogowy /zazwyczaj nieszczelny/ albo odpowiednie rozgałęzienia z suwakami regulującymi. Rura dla wolnego wydmuchu musi być zaopatrzona w odszunkę /tłumik/ i wystawać ponad pochyłość dachu o 1 do 1,5 m. W najniższym miejscu musi posiadać otwarte odwodnienie, aby zapobiec uderzeniom wodnym. Odszunka również posiada odwodnienie. Rury łączące maszynę ze skraplaczem winny posiadać spadek w

kierunku skraplacza, aby w żadnym miejscu nie mogła nagromadzić się woda. Jeżeli nie można w ten sposób zbudować, to należy dać pompę odprowadzającą stale wodę z najniższego punktu rurociągu. Pompa ta winna posiadać urządzenie alarmujące majstra i inżyniera ruchu w razie zatrzymania się jej. Rury wychodzące poza budynek muszą być otulone ze względu na mróz. Jeśli skropliny używa się jako wodę zasilającą kotły, w rurociąg pary wylotowej musi być włączony odolniewicz o dostatecznie dużym przekroju.

Rozróżniamy dwa typy kondensacji :

1/ natryskową,

2/ powierzchniową.

Oba te typy mogą być budowane oddzielnie dla każdej maszyny, lub też jako skraplacze centralne. Te ostatnie nie stosują się obecnie, gdyż nie dają tak dobrej próżni.

I. Kondensacja natryskowa.

Urządzenie natryskowe / mieszankowe/ składa się z właściwego skraplacza, który może być ułożony osobno lub bezpośrednio nad pompą i z pompy powietrznej, która pompuje produkty kondensacyjne. Ponieważ produktami temi w kondensacji natryskowej jest mieszanina skropliny wody wstrzykniętej i powietrza, przeto nazywamy tę pompę /rys.319/ mokrą pompą powietrzną. Różni się ona od zwykłych pomp wodnych tem, że musi równocześnie pracować jako kompresor, więc w trudniejszych warunkach. / rys.318/.

Zależnie od kierunku biegu wody i pary, rozróżniamy z pośród kondensatorów natryskowych :

a/ współprądowe, w których para i woda przebiegają w jednym kierunku P/rys.319/

b/ przeciwprądowe, w których para trafia na strumień odpływającej, a więc najcieplejszej wody/rys.325/.

Ilość wody X potrzebnej do skroplenia 1 kg. pary w skraplaczu liczymy w sposób następujący :

Oznaczmy ciepłok pary wylotowej przez $\lambda = 600$ do 500 kal.

Przez t_w - temperaturę wody wtryskiwanej i przez t_c - temperaturę kondensatu, to

$$X = \frac{\lambda - t_c}{t_c - t_w}$$

Wielkość X wynosi zależnie od próżni :

dla skraplaczów współprądowych 25 do 40 kg/kg

" " przeciwprądowych 15 do 30 kg/kg.

Skraplacze współprądowe. Rozpatrzmy natryskowy skraplacz współprądowy z rys.319. właściw. skraplacz wbudowany tu jest nad pompą. Woda zimna wchodzi otworem W i przez otworki w miedzianej dziurkowanej rurze /rys.320/ dostaje się do komory ssącej S. Dziurki o wymiarach 2x10 mm. posiadają brzegi odwinięte, co daje pewne prowadzenie strumienia wody. Para doprowadzana jest przez otwór P. Szybkość wody w dziurkach wynosi o do 5 m/sek, w rurach - 1 do 2 m/sek, a w zaworach do 2 m/sek. Zawory wykonane są jako kłapy gumowe lub dermatolowe, o kształcie okrągłym lub podłużnym. Kłapy okrągłe są korzystniejsze lecz kosztowniejsze. Komora tłocząca T winna posiadać powietrznik A, bo wrazie uderzenia wodnego górna część kondensatora może ulec rozbiciu. Wszystkie nakrętki zanurzone w wodzie muszą być wykonane z brązu. Przy budowaniu pompy należy zwracać uwagę , aby pompa nie ssła kondensatu tylko wodę skraplającą, a kondensat sam winien wpadać do pompy. Kadłub pompy winien być zaopatrzony w wentyle dla zasysania powietrza przy rozruchu, aby uniknąć uderzenia wodnego ; pozatem nigdzie do kadłuba nie powinno dostawać się powietrze. Przy dławnicy dajemy uszczelnienie wodne B.

Mechanizm pompy obliczamy na 2 do 3 atm., aby uwzględnić ewentualne uderzenia wodne.

Zamiast leżącej można zastosować stojącą pompę, wówczas kondensator buduje się osobno. Można również wykonać pompę bez kłap ssących, zamiast których mamy szczeliny sterowane tłokiem. Pozatem mamy konstrukcję, w której zawory ssące umieszczone są w dolnej części pompy, a tłoczące w samym tłoku 9/rys.321/. Zaletą

Tęego ustroju jest to, że kondensat płynie wciąż w jednym kierunku. Gdy zależy nam na oszczędności miejsca, można sam kondensator umieścić w ramie maszyny, przyczem musi on być oddzielony ścianką S od przewodnicy P /rys.322/. Układ taki stosuje się w mniejszych maszynach na statkach rzecznych.

Gdy mamy dużo miejsca do rozporządzenia, można kondensat pompować na wieżę wodną /rys.323/ ; wówczas z basenu pod wieżą bierze się wodę do natrysku.

Obliczenie mokrej pompy powietrznej.

Niech S kg/min. - ilość pary, którą zużywa maszyna parowa, x kg/kg - ilość wody potrzebnej do skroplenia 1 kg pary, u litr. - ilość powietrza znajdującego się w mieszaninie, to objętość pompy :

$$V_{\text{litr}} = S + x.S + u$$

Ilość powietrza u obliczamy w/g wzoru empirycznego Weissa :

$$u \text{ litr/min} = \frac{S}{P_k - P_d} \cdot / 0,02.x + u /$$

gdzie P_k - ciśnienie w kondensatorze /0,11 do 0,13 ata /,

P_d - ciśnienie pary odpowiadająca temperaturze t_c /0,04 do 0,6 ata/

$u = 1,8 + 0,01.Z$ jeśli zakład jest dostatecznie konserwowany.

$u = 1,8 + 0,006.Z$ jeśli zakład jest wzorowo konserwowany.

Z - długość wszystkich rur wylotowych.

Przy dobrze uszczelnionych kołnierzach rur, obliczone według wzoru powyższego wypada o 20 do 30% za duże.

Główne wymiary pompy bierzemy ze wzoru :

$$V = F.s.n.i.\varphi$$

Dajemy $\varphi = 0,7$ ze względu na nieuniknioną dużą szkodliwą przestrzeń.

$i = 1$ dla pompy jednostronnie działającej

$i = 2$ " " obustronnie "

Poprzednio omówiliśmy najbardziej rozpowszechnioną konstrukcję pompy z rys.319. Na rys.324 mamy urządzenie Leblanc'a z pompą natryskową odśrodkową. Para wychodząca z maszyny parowej i-
dzie przez odolniewicz do rury K. W rurze tej pracuje odśrodkowa pompa, która otrzymuje zimną wodę ze zbiornika II za pomocą pompy

pomocniczej, lub bezpośrednio. Jeśli niema pompy pomocniczej należy zastosować iniektor J dla rozruchu. Po wpływie działania strumienia zimnej wody, para skrapla się przed pompą i otrzymuje dużą prędkość. Przez odpowiednie ukształtowanie dalszych przekrojów prędkość zamienia się na ciśnienie, które na wylocie osiąga 1 atm, a kondensat wraz z wodą skraplającą uchodzi do zbiornika S_I . Rurka r z wentylem v służy do połączenia przestrzeni nad i pod pompą w czasie uruchamiania kondensatora, celem uniknięcia zaburzeń. Wodę ze zbiornika S_I można prowadzić na wieżę chłodniczą, z pod której pompa pomocnicza ssie wodę z powrotem do zbiornika S_{II} . Omówione urządzenie stosuje się często w mniejszych maszynach parowych; daje ono dobrą próżnię, jeśli rurę R umieścić bezpośrednio pod cylindrem.

Skraplacze przeciwprądowe /rys.325/ budowane dawniej przeważnie jako centralne, obecnie wyszły z użycia. Para natrafia tu na wodę najcieplejszą. Woda wraz z parą spada do zbiornika dolnego. W górnej części /najzimniejszej/ mamy odprowadzanie powietrza za pomocą pompy powietrznej.

Instalacja ta musi posiadać 3 pompy

1/ pompę wodną /tłokową lub wirnikową/ do zimnej wody, która opanowuje $V_w = x.S$

2/ pompę powietrzną /tłokową lub wirnikową/ która opanowuje V_p - obliczone w/g wzoru Weissa. Może ona być zbudowana tak jak pompa z rys.324, tylko w miejscu R nie doprowadza się pary lecz powietrze. Układ ten jest dogodny w zastosowaniu do pompy powietrznej, bo można kontrolować na zasadzie poziomu wody w basenie, czy pompa nie porywa kondensatu wraz z powietrzem.

3/ pompę do kondensatu, która opanowuje $V_k = S + x.S$

Zużycie wody waha się w układzie przeciwprądowym od 15 do 30 kg/kg pary.

II. Kondensacja powierzchniowa.

Kondensacja powierzchniowa odrywa główną rolę w turbinach parowych, w maszynach stosunkowo mniejszą.

W kondensatorach powierzchniowych kondensat nie łączy się z wodą skraplającą; woda od pary oddzielona jest szeregiem rurek. Skutkiem braku bezpośredniej styczności z parą, zużycie wody jest tu większe i waha się w granicach 50 do 80 kg/kg pary /średnio 65/, jeśli przyjmimy temperaturę wody prz. dopływie około 15°. Im wyższa temperatura, tem więcej wody musi przepłynąć, bo wysokość próżni zależy od wielkości powierzchni chłodzącej i ilości wody. Prz. małej ilości wody musi być duża powierzchnia chłodząca i to jest punkt sporny między dostawcą a odbiorcą: odbiorcę kosztuje każdy kg wody, a dostawcę wielkość kondensatora.

Urządzenie powierzchniowe składa się z właściwego skraplacza /rys. 326/ i trzech pomp napędzanych elektrycznie.

- 1/ pompa wodna do wody skraplającej.
- 2/ pompa powietrzna, odciajająca powietrze z kondensatora dla uzyskania lepszej próżni.
- 3/ pompa do kondensatu, która pompuje skropliny wprost do kotła.

Kondensator powierzchniowy jest to kocioł wykonany z żeliwa /mniejsze/, lub z blachy zlewnej /średnie i większe/. Cylindryczny w górnej części posiada otwór B dla dopływu pary, a w dolnej części otwór C dla odpływu kondensatu. Na końcach cylindra znajdują się ściany sitowe, w których umocowane są rurki mosiężne dla przepływu wody. Ściany sitowe zakryte są pokrywami żeliwnymi, do których mogą być przylane ściany podziałowe /jak na rys. 326/. Woda skraplająca doprowadzana zwykle do dolnej części jednej z pokryw, płynie ona następnie wewnątrz rurek, w drugiej pokrywie zawraca, płynie przez górny szereg rurek i wychodzi przez górną część pierwszej pokrywy do rzeki lub wień. chłodniczej.

Przy P, w najniższej części / w pobliżu dopływu wody / odbieram powietrze do pompy powietrznej. Zbyt nisko otworu P nie można umieszczać, bo pompa powietrzna porywałaby zbyt dużo kondensatu. Dlatego niektórzy konstruktorzy /Joerfel/ dają ~~otwór~~ P i zasilanie wody na górze, wbrew naturalnemu biegowi wody. Dopływ pary B jest na rys. 326 umieszczony niewłaściwie; winien on leżeć możliwie w środku długości kondensatora i mieć dostatecznie duże wymiary dla swobodnego rozprzestrzeniania się pary. Kondensat uchodzący przez O może być użyty wprost do zasilania kotłów /okręty/, jeśli para wylotowa nie zawiera żadnych domieszek smaru.

Rurki skraplacza o średnicy 15 do 28 mm. wykonane są z mosiądzu. Posiadają one bardzo cienkie ścianki /0,75 do 1 mm/. Odległość ich wzajemna wynosi 50 do 55 mm. Przy turbinach parowych używa się rurek o średnicy 32 mm. Prędkość wody w rurkach stosujemy 1 do 2 m/sek. Rurki muszą być podparte co około 2 m.

Rurki mogą być uszczelniane przez rozwalcowanie. Jest to sposób najłatwiejszy i najtańszy. Stosuje się przy niezbyt wielkiej długości rurek, ponieważ rurki wydłużają się pod działaniem temperatury pary i rozwalcowanie staje się nieszczelne.

Przy dłuższych rurkach stosuje się doszczelnienie dławnicowe /rys. 326 wyk. I/. Rurka może się tu swobodnie wydłużać. Zakrętka lewa posiada występ, o który rurka się zatrzymuje przy przesunięciu się pod działaniem prądu wody.

Konstrukcja II na rys. 326 przedstawia konstrukcję amerykańską z klinem drewnianym. Konstrukcja ta ze względu na specjalny gatunek drzewa używana jest tylko w Ameryce.

Konstrukcji III rys. 326 mamy okrągły pierścień gumowy Politza dociskany próżnią. Nie jest to zbyt korzystne, bo przy uruchamianiu kondensatora nie mamy jeszcze próżni.

Ścianki sitowe wykonywane są z żelaza zlewne o. Przy używaniu wody morskiej metal żelaza. Obliczamy je na ciśnienie około 2 atm. i wzmacniamy kotwami D. Każde połączenie wiertowe musi być z brązu aby nie rdzewiało.

Zapomocą 1 m^2 powierzchni można skroplić 15 do 45 /50/ kg. pary/godz., czyli do skroplenia 1 kg. pary potrzeba 0,015 do 0,03 m^2 powierzchni rurek. Jeśli przyjmijemy zbyt małą powierzchnię skraplacza, to po pewnym czasie, dzięki zastawianiu osadu przez wodę /zwłaszcza w górnych rurkach/, sprawność kondensatora maleje. Dlatego stosowanie małych ^{ch} kondensatorów, a wielkich ilości wody jest niewłaściwe, bo nie mamy wówczas rezerwy.

Wydajność kondensatora zależy od czystości rurek i intensywności odprowadzania powietrza /zapomocą żłobków parowych, wodnych lub pomp/.

Turbiny parowe, ponieważ nie mogą pracować z wymuszonym kondensatorem, muszą posiadać kondensatory tak zbudowane, aby móc każdą połowę kondensatora przy uszkodzeniu osobno otworzyć. Taki układ /r. s. 327/ wymaga podwójnego dopływu i odprowadzania wody, a także podwójnego odprowadzania powietrza.

Kondensatory powierzchniowe stosujemy tam, gdzie skropliny bierzemy bezpośrednio do zasilania kotłów/ turbiny, okręty/. Skropliny to są destylatem, więc mamy tu dużą oszczędność w zużyciu kotła. Kondensator powierzchniowy daje nadto ogromne ułatwienie przy przeprowadzaniu pomiarów zużycia pary, należy jednak pamiętać, że w wypadku gdy pompa powietrzna ciągnie zbyt dużo kondensatu, błąd pomiarowy może wynieść 10 do 15%. Zbyt szybkie ochłodzenie kondensatora może spowodować pęknięcie płaszcza.

Schemat całości urządzenia mamy na rys. 78.

LOKOMOBILA.

Maszynę parową zamontowaną bezpośrednio na lub pod kotłem nazywamy lokomobilą. Rozróżniamy lokomobile stałe i ruchome.

Lokomobile stałe /przemysłowe/ buduje się dla mocy od 40 /50/ MK aż do 500 MK. Powyżej tej mocy nie można ich polecać ze względu na trudności w połączeniu maszyny z kotłem.

Lokomobila stała w porównaniu do zwykłej maszyny parowej ma następujące dobre zalety: zajmuje mniej miejsca, jest tańsza, prostsza, wymaga łatwiejszej obsługi, posiada proste fundamenty i jest łatwiejsza do zbycia. Pod względem zużycia pary lokomobila dorównuje najlepszej maszynie parowej, gdyż nie mamy tu strat temperatury i prężności między kotłem a maszyną i wzrost zużycia pary przy spadku obciążenia nie jest tak duży.

Z drugiej strony, ponieważ maszyna wraz z kotłem znajduje się w jednej hali, części ruchome maszyny łatwo ulegają zanieczyszczeniu pyłem węglowym i zdzierają się szybciej. Dlatego w dużych lokomobilach stosują posadzkę między maszyną a kotłem. Pozatem kocioł lokomobili zużewa się prędzej, lecz przy zastosowaniu wyciągalnych płomienic i płomieniówek /Wolff/ można pracować bez rezerwy.

W nas lokomobile są coraz bardziej wypierane przez silniki Diesela, chyba dzięki lepszej ekwizycji handlowej tych ostatnich, mimo że lokomobile ze względu na niezawodność ruchu często byłyby o wiele bardziej na miejscu.

W lokomobilach prądowych sprawą niezmiernie ważną jest prawidłowe zamocowanie maszyny z kotłem, które pod wpływem ciepła rozszerza się tak w kierunku osiowym, jak i promieniowym. Dlatego przylatardzono do kotła oddzielnie cylinder z oddzielną łopatką. Obciążenie stosuje się przeważnie ramę, która przylatardzono się w jednym miejscu do kotła. Najkorzystniejsze jest przylatardzanie ramy pod cylinder, przez pomocą łącznika stalowego. Łącznik ten musi być przylatardzany do kotła, więc nie można użyć łożyska.

Niektórzy konstruktorzy mocują ramę pod łożyskiem, a wówczas część pod cylindrem może się wydłużać.

Przytwierdzenie ramy w jednym miejscu do kotła stosujemy celem uwzględnienia wydłużania osiowego. Dla uwzględnienia wydłużania promieniowego, staramy się podstawę pod ramę w okolicy łożyska umocować możliwie blisko osi obojętnej wałka. Dawniej montowano maszynę na kocioł rozrzuany, nie prowadzi to do celu, bo wydłużanie kotła zależy od temperatury i ciśnienia, a przy kurczeniu się może zająć pęknięcie wału.

Lokomobile przemysłowe występują w następujących układach:

1/ Dla małych mocy, jako maszyny jednocyylindrowe, pracujące z wydmuchem lub przeciwprężnością, z zastosowaniem suwaka tłokowego i regulatora osiowego.

2/ Jako jednocyylindrowe maszyny Stumpfa /Badenja/. Nie utrzymały się one ze względu na trudności konstrukcyjne wynikające z istnienia dużych mas w ruchu.

3/ Jako maszyny o podwójnym rozprężaniu, pracujące z kondensacją lub pobieraniem pary z przełotni, a więc

a/ maszyny tandem lub compound, ze względu na osiągnięcie możliwie taniej budowy i dobrych rezultatów pod względem zużycia pary, pracujące z suwakami tłokowymi i regulatorem osiowym.

Cylinder NP może posiadać również suwak zwykły, lub a la Trick. Przy układzie compound mogą być tylko 3 suwaki: jeden do sterowania wlotu cylindra NP, drugi sterując wylot z NP i wlot do NP i trzeci - sterujący kompresję w cylindrze NP.

b/ Do celu uzyskania lepszej sprawności, cylinder NP bywa wykonywany jako cylinder Stumpfa /Mellera/.

c/ maszyny compound, pracujące z zaworami poziomymi /Lantz/ napędzanymi sterownikiem Lentza. Zawory te dzięki niedostatecznemu podparciu /patrz str. 72/ dawały jednostronne wybijanie siodeł, co powodowało wielki wzrost zużycia pary, która przepływała wprost z kotła do kondensatora bez oddania pracy. Zawory te były wykonane jak w parowozach, t.j. prasowane,

bardzo lekkie i doskonale prowadzone, dały by może lepsze rezultaty. Obecnie lokomobile zaworowe całkowicie wychodzą z użycia, tembardziej że Lantz zbankrutował i całą jego fabrykę nabyły konkurencyjne zakłady Wolffa.

U nas Cegielski buduje dobre lokomobile według licencji francuskiej.

Lokomobile rolnicze z powodu prostej konstrukcji, łatwej obsługi i niezawodności biegu pracują doskonale i są bardzo rozpowszechnione ; z drugiej strony jednak ze względu na krótki okres pracy w ciągu roku - bardzo źle procentują. Zużycie pary nie gra tu tak bardzo wielkiej roli, więc trzeba oszczędzać przede wszystkim na samej konstrukcji, która musi być prosta ze względu na niefachową obsługę. Stosowanie przegrzewacza /Lantz/ jest zupełnie zbędne, bo podraża znacznie konstrukcję i łatwo go uszkodzić przy przewożeniu.

W przyszłości lokomobil rolnicza, mimo dzisiejszego rozpowszechnienia, skazana jest na zagładę, gdyż jej koszty inwestycyjne są za duże przy zbyt małym wyzyskaniu w ciągu roku. Miejsce jej zajmie traktor spalinowy, który może być używany do najrozmaitszych robót.

W lokomobilach rolniczych przyjęło się oznaczenie mocy z przed 150 lat, a więc całkiem błędne .

Moc nominal.	N_{enorm}	N_e max stale	N_e max przejści
4 HP	10 KM	14 KM	18 KM
6	14	18	25
8	20	26	34
10	24	31	40
12	30	40	50
16	35	45	60

Lokomobile rolnicze pracują z wolnym wydechem. Para wyłotowa służy do wytworzenia ciągu.

Znane są następujące układy lokomobil rolniczych .

1/ Lokomobila pracująca z suwadkiem płaskim i regulowana przez

dławienie. Wśrodku ma jedną tarczę oklinioną, a na niej umieszczona jest tarcza nastawna w czasie postoju.

2/ Lokomobile pracujące z suwakiem tłokowym. Tam tu również przestawianie ręczne przy postoju.

3/ Lokomobile z suwakiem tłokowym i regulatorem osiowym. Zaletą tego układu jest bezpośrednie połączenie regulatora z suwakiem. Wada - trudniejsze nastawianie stawidła.

Wszystkie te trzy typy lokomobil dają niezbyt korzystny wykres indykatora, bo wszystkie punkty charakterystyczne są od siebie zależne.

4/ Lokomobile /dawniej stosowane/ pracujące z podwójnym suwakiem Ridera płaskim lub półkręglym. Działają dobrze przy pracy nasyconej, lecz wykonanie było kosztowniejsze ze względu na konieczność napędzania regulatora przy pomocy rzenia.

5/ Stawidła wentylowe /Lantz/ prawie zupełnie wyszły już z użycia w zastosowaniu do lokomobil rolniczych.



S p i s t r z e c z y.

str.

WSTĘP.

Pojęcia zasadnicze	1
Wykres indykatora	1
Przestrzeń szkodliwa	2
Wielkości charakterystyczne	3

RODZAJE MASZYN I OBLICZENIE ICH GŁÓWNYCH WYMIARÓW.

1. Maszyna jednocylindrowa	
A/. Wykres indykatora	3
B/. Oblicz. mocy i oznac. główn. wymiarów	9
C/. Układy maszyn	13
2. Maszyna bliźniacza	14
3. Maszyny o kilkakrotnem rozpręż. pary	
a/. Układ tandem	15
b/. Układ compound	16
Zalety i wady maszyn o wielokr. rozpr. pary	17
Wybór stosunku objętości skokowych	18
Wykres indykatora	19
Maszyny o potrójnem rozpr. pary	22

KONSTRUKCJA CZĘŚCI SKŁADOWYCH MASZyny PAROWEJ

I. Tłoki	25
Pierścienie uszczelniające	26
Korpus tłoka	34
Połączenie tłoka z drągiem	38
II. Drągi tłokowe	38
Połączenie z wozikiem	41
III. Woziki	47
IV. Korbowody	49
V. Łożyska	51
VI. Czopy	53
VII. Cylindry/konstrukcja tulei/	56

Obliczenie kołnierzy i śrub	str. 61
STAWIDŁA	
I. Wolne przekroje przepływu	64
II. Zawory	
Zawory rurowe	65
Zawory tłoczkowe	75
KONSTRUKCJA CZĘŚCI SKŁADOWYCH MASZINY PAROWEJ - ciąg dalszy	
VIII. Konstrukcja cylindrów	
Cylindry maszyn suwakowych	77
" " zaworowych	79
Cylinder Van Den Kerchove	81
" Stumpfa	82
" półprzelotowy	83
Łapy i nogi	85
IX. Pokrywy cylindrów	86
X. Dławnice	89
XI. Ramy maszyn parowych	
Ramy bagnetowe	90
" widełkowe	93
" maszyn stojących	94
XII. Przełącz	95
XIII. Podpory draga	97
XIV. Płyty fundamentowe	98
STAWIDŁA - ciąg dalszy	
III. Mechanizm napędzający stawidła zaeorowe	99
IV. Podział stawideł zaworowych	99
V. Stawidła wodzone z niezm.rozrządem pary	100
Stawidło krzywkowe	100
" biegunowe	101

Stawidło krzywiznowe	str. 104.
" z kierownicami	105
VI. Stawidła wodzone dla zaworów wlotowych ze zmiennem napełnieniem	105
VI. Regulatory osiowe	106
VIII. Stawidła wychwytowe	109
IX. Konstrukcja części stawidła	111
X. Stawidła maszyn nawrotowych	
Stawidła jarzmowe	113
" z kierownicami	115
" Kształtkówkowe	116
REGULACJA	
I. Regulatory	119
II. Koła zamachowe	121
WYKRESY OBJĘTOŚCIOWE	131
KONDENSACJA	
I. Kondensacja natryskowa	134
II. Kondensacja powierzchniowa	138
LOKOMOBILE	141



nr 2725