

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

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

SUWAKI Z KILKAKROTNYM OTWIERANIEM DLA WLOTU / WYLOTU /

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

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

Oczywiście

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

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

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

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

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

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

Przy obliczaniu przyjmujemy $a_g = a + \delta$. Jeśli ponadto jest przewód TRICK'A to

$$\frac{a_g}{2} + i = a_g - w$$

$$w = \frac{a_g}{2} - i = \frac{a_g}{2} - w - c$$

$$w = \frac{a_g}{4} - \frac{c}{2}$$

Suwak HOCHWALDA używa się dla cylindrów niskoprężnych. Daje potrójne otwieranie i podwójny przepływ z jednej strony tłoka na drugą. Suwak ten ma wiele zalet: 1/ skok suwaka i dławienia pary są małe, 2/ praca tarcia również mała gdyż suwak, wskutek przepływu jest częściowo odciążony.-

SUWAKI CAŁKOWIECIE ODCIĄŻANE - są to suwaki tłokowe. Mogą być bez pierścieni uszczelniających, które jednak nie zapewniają całkowitej szczelności, bo wskutek ruchu suwaka tuleja się wyciera i powstaje szczelina. Z uwidoczniła na rys. 230, lub też mogą być z pierścieniami uszczelniającymi. U maszyn leżących ciężar suwaka działa jednostronnie na gładź, na której pracuje; u maszyn stojących zaś, zachodzi to pod wpływem jednostronnego działania strumienia pary. Choć uzyskać mniejsze wycieranie suwaka, ciężar jego powinien spoczywać na drążku suwakowym.

Większą szczelność w ruchu uzyskujemy przez wzlifowanie tulei na ciepło. W biegu wskutek różnej temperatury pary, działającej na tuleję i suwak, części te rozmaicie się rozszerzają; wpływ nierównomiernego rozszerzania się usuwamy przez wzlifowanie na gorąco. Mimo że suwaki czasem bardzo ciężko chodzą, szczelność nie jest całkowita. Często trzeba dużej siły /uderzenia młotka/, żeby suwak poruszyć, jest ^{to} wskutek adhezji.

Rys. 231. przedstawia suwak spoczywający po obu stronach na drążku suwakowym. W tym wypadku suwak na średnicy d wzlifowuje się na ciepło, zaś na δ powinien być luźno wsadzony. Krawędzie sterujące K powinny być rozwarpte, aby para uderzając o nie wydzieriała ich. Tę konstrukcję stosuje się do $d = 60$ mm.

Przy konstrukcji z pierścieniami rozprężnami zachodzi obawa, że w czasie ruchu pierścień może się okręcić, a rozcięcie jego zahaczy o kanał, co jest zwłaszcza niebezpieczne przy serwowatorach i motorach hamulczych. Pierścień najlepiej jest wykonywać z żeliwa, czasem robi się z δ -metal, ale te zaciniają się. U normalnych maszyn parowych poleca się robić pierścienie uszczelniające. Konstrukcję, jak na rys. 232. można stosować u maszyn stojących, lecz się jej nie poleca. Para wpływa przez A ; wlot wewnętrzny. Budowa tego rodzaju jest korzystna, bo na dławnice działa para o ciśnieniu wylotowym. W danym wypadku i - zewnątrz, zaś e - wewnątrz. Wykres suwakowy pozostaje niezmienny, tylko w środku należy zaklinować pod $270^\circ + \delta$ i względnie położenie suwaka względem głównej osi cylindra. Konstruując skrzynkę suwakową, należy dbać, żeby nie była ona dłuższa od cylindra. Wysokość kanału h składa się /rys. 233/ z 8-u części. Przy konstrukcji jak na rys. 234. powierzchnie B i C są luźno dopasowane i nie doszczelniają, choć ^{ich} krawędzie sterują, doszczelnia pierścień R . Pierścień ten jest szerszy od kanału a , żeby nie mógł się zahaczyć. Jeżeli chodzi o suwak dłuższy, to przy konstr. według rys. 234. dbać należy, żeby był on uchwycony przez drążek suwakowy krótko jak w na rys. 232. W przeciwnym bowiem razie, t.j. gdybyśmy uchwycili na całej długości, to

przez dociąganie nakrętki możnaby było suwak złamać. Ścięcia t ułatwiają
wsadzenie suwaka i zapobiegają powstawaniu występów wskutek wytarcia tu-
lei. U lokomobil stosuje się konstrukcję według rys.235 z dwoma wąskimi
pierścieniami. Pierścienie tego rodzaju mogą być łatwo ściśnięte, aby
tego uniknąć wprowadzamy pod nie otworem x parę śwież. W danym wypadku
suwak spoczywa na powierzchni C. Lepszą konstrukcją jest ta, gdzie ste-
ruje szeroki pierścień /rys.236/. f i x, musi być dostatecznie duże,
aby uniknąć dławienia pary, M też dość duża, żeby powierzchnia się nie
wybijała. Analogicznie do rys.235 można zastosować konstrukcję przedsta-
wioną na rys.237. z dwoma wąskimi pierścieniami, których zewnętrzne krawę-
dzie opanowują sterowanie. Tu ciężar suwaka spoczywa na drążku suwakowym.
Szerelina x mała. Rozcięcie pierścieni przesunięte są względem siebie
i zakryte łącznikiem /zamkiem/ rys.238. Należy pierścienie zabezpieczyć
przeciw okręcaniu się. Rozcięcie winny pracować na materiale tulei, że-
by suwak nie zahaczył się. Nastawianie suwaka tłokowego sprawia trudności.
Celem ułatwienia nastawiania na części stałej cechujemy odległości i wy-
miary kanałów, zaś na części ruchomej wymiary suwaka. Żeby można było
zaobserwować krawędzie suwaka, robimy otwory I I rys.232. zamykane pokryw-
kami nagwint gazowy. Suwaki tłokowe mają tę stronę, co i wentyle miano-
wicie, że podczas uderzenia wodnego nie odchylają się, dlatego też ważne
tu są wentyle bezpieczeństwa. Niektórzy konstruktorzy stosują suwaki o
powierzchni toczonej z dwóch środków, tak że suwak przylega do gładzi na
większej powierzchni. Rys.239. przedstawia konstrukcję, gdzie długość
G. toczona z dwóch środków, suwak przylega tu na obwodzie $\approx 120^\circ$.
Konstrukcja ta nie jest dobra, choć ją czasem można stosować. Miał su-
waków z pierścieniami rozprężnymi, można też stosować suwaki składające
się z kilku części, tak że pierścienie można tu wkładać bez rozginania
/np. wentyle tłokowe vander Kerchoffa/. Konstrukcja Schmeck'a ma wysokie
wąskie pierścienie, na które naciskają płaskie sprężynki, górną częścią
wklepane w korpus suwaka /rys.240/. Ciężar suwaka przy tej konstrukcji
winien spoczywać na drążku suwakowym. Wadą suwaka tłokowego jest duża
szkodliwa przestrzeń, jednak w połączeniu z regulatorem osiowym stosuje
się go, gdyż można zmieniać w pewnych granicach wlot przedzwrot, wylot
i kompresję.

✓ Suwaki podwójne Celem uniknięcia zmian pozostałych punktów parowych
/wlot, wylot, kompresja/ przy zmianie napełnienia stosuje się suwaki podwój-
ne. Najczęściej spotykanymi typami są suwaki Meyera i Ridera. Regulacji

*) Uwaga: u małych suwaków należy pierścienie rozgrzać w oliwie, aby
przy nakładaniu nie pękły.

napełnienia u Meyera dokonywa się ręcznie, u Ridera następuje ona pod wpływem regulatora. Obydwa typy składają się z dwóch części zasadniczych: po pierwsze - niepodlegającego regulacji suwaka rozdzielczego, który steruje stałe: wlot, wylot i kompresję i po drugie - suwaka ekspansyjnego, poruszającego się na rozdzielczym i sterującego jedynie ekspansją. Każda z tych części poruszana jest osobnym mimośrodem.

Suwak Meyera. Ekspansją /napełnieniem/ sterują dwie płytki umieszczone na suwaku rozdzielczym. Krawędzie J i L rys. 241. sterują wlot, Q i P - wylot i kompresję, zaś M i N - napełnienie. Skoro punkt M dojdzie do punktu K wlot pary zostaje zamknięty, kończy się napełnienie, a zaczyna się ekspansja po stronie kukorbowej; analogicznie po stronie odkorbowej - punkty N i K. Im większa jest odległość $y = MK$ przy środkowym położeniu suwaka ekspansyjnego na rozdzielczym, tem dłuższą drogę, przy innych równych warunkach, musi przebiec punkt M dla spotkania punktu K, tem później nastąpi zamknięcie dopływu świeżej pary, zwiększy się zatem napełnienie. Wielkość y nazywa się praysknięciem. Szczelina K między płytkami suwaka ekspansyjnego i nakrętkami, przy pomocy których rozsuwamy, lub przysuwamy płytki, umożliwia odchylenie się płytek, w razie uderzenia wodnego. Drażek suwakowy, prowadzony w dławnicach w tym wypadku wygiąć się nie może, co w razie niesastosowania szczeliny K , groziłoby zniszczeniem konstrukcji przy uderzeniu wodnym. Dla zapewnienia stałego przylegania suwaka ekspansyjnego do rozdzielczego, między nakrętką, a płytką umieszczamy sprężynkę. Przy mniejszych ciśnieniach pary, niewywołujących zbytniego nacisku między gładziami stosujemy suwaki płaskie, w przeciwnym razie tłokowe.

Wykres suwaka dwostopowego. Wymiary suwaka dwostopowego wyznaczamy za pomocą niżej wyłożonego wykresu.

I. Wymiary części rozdzielczej ustalamy za pomocą wykresu Müller - Reuleaux. Przy danych: 1/ średnicy cylindra D , 2/ długości skoku S , 3/ ilości obrotów na minutę n , oraz znanych z wykresu parowego kompresji C_0 , wylotu przedzwrotowego W_y , i ekspansji normalnej E_{xp} , obliczamy średnią szybkość tłokową $C_m = \frac{S \cdot \pi \cdot D^2 \cdot n}{4 \cdot 60}$ m/sec; przekrój czynnej powierzchni tłoka / po odjęciu tłoczyska / $F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 0,98 \text{ cm}^2$. Zakładamy szybkość wylotową pary do cylindra $v_a \sim 30 - 40 \text{ m/sec}$, stąd znajdujemy przekrój kanału wlotowego na gładzi suwakowej: $f_a = \frac{C_m \cdot F}{v_a}$

Niech rys. 242. wyobraża widok z góry na gładź suwakową; rozbieżność kanałów wlotowych h wynosić winna 0,6 - do 0,85 D . Ustaliliśmy wielkość

h, otrzymany z równania: $f_a = a \cdot h$; ze względu jednak na zaokrąglenie rogów h, wybieramy h nieco większe, niż to odpowiada warunkom tego ostatniego równania. Wymiar dla h dobieramy, ^{tak} aby z jednej strony skrzynka suwakowa nie wypadła zbyt szeroka w stosunku do cylindra, z drugiej zaś, aby a nie wypadło zbyt duże, co powodowałoby zbyt długie wydluzenie całego suwaka poza cylinder i następczałoby trudności konstrukcyjne. Błędne zastosowanie tych wielkości ujawnia się często dopiero po sporządzeniu całkowitego szkicu. Odpowiednie wymiary w kanałach suwaka rozdzielczego otrzymujemy, wybierając $a = 0,9 - 0,8$, oraz h, nieco mniejsze od h. Szybkość przepływu pary w tych kanałach, po sprawdzeniu drogą rachunku, nie powinna przekraczać $45 \text{ m/sec.} = v_c$. Po ustaleniu tych wymiarów przystępujemy do sporządzenia wykresu Müller - Reuleaux. Zakreślamy koło dowolnym promieniem r_N / najwygodniej ze względu na procentowe oznaczanie punktów parowych $r_N = 50 \text{ mm}$ / rys. 243/. Biorąc z wykresu parowego wylot przedzwrotowy dla strony tylnej W_{yt} / oraz równą kompresję dla obu stron cylindra C_0 . Uwzględniając skończoną długość korbowodu $L = 5R$, przenosząc te punkty na okrąg, zataczając łuki promieniem $5r_N$. Jak zwykle w wykresie Müller-Reuleaux okrąg r_N wobraża w różnej skali zarówno obieg korby, jak też i mimośrod suwaka, wskutek czego właśnie przy uwzględnieniu długości korbowodu zataczamy łuki promieniem $5r_N$. Otrzymujemy na okręgu koła punkty W_{yt} , C_{ot} , C_{op} . Łączymy punkty C_{ot} i W_{yt} ; odcinek prostej wyznacza kierunek środkowego położenia suwaka SPS; położenie to otrzymujemy przeprowadzając przez środek koła równoległą do prostej $C_{ot} W_{yt}$. Równocześnie wyznaczamy kąt δ_N przedowania suwaka rozdzielczego /kąt AOB/. Przeprowadzając trzecią równoległą z punktu C_{op} , znajdujemy na okręgu punkt W_{yp} - wylot przedzwrotowy z przodu. Stąd znajdujemy w skali wykresu i_t i i_p , oraz wielkość przedniego wylotu przedzwrotowego w % skoku tłoka, skąd punkt W_{yp} przeniesiony łukiem $5r_N$ na linię drogi tłokowej LDT. Zakładamy kąt odpowiadający linijsnemu wlotowi przedzwrotowemu $k / 7^\circ - 12^\circ /$ i odkładamy go od punktu MPO w kierunku przeciwnym biegowi maszyny. Otrzymujemy punkt wlotu W_1 /. Przechodząc z tego punktu równoległą do prostej $C_{ot} W_{yt}$ otrzymujemy na okręgu punkt ekspansji /Exp/. Przenosząc ten punkt łukami $5r_N$ na linię drogi tłokowej LDT i znajdujemy ekspansję przednią i ekspansję tylną /Exp_p i Exp_t/ oraz $e_p = e_t$. Ponieważ suwak rozdzielczy nie będzie sterować ekspansją, przeto dążymy do tego, aby najmniejsza ekspansja /Ekspansja przednia/, jaką on daje, była większą od maksymalnej ekspansji, jaką zamierzamy osiągnąć suwakiem

ekspansyjnym, w przeciwnym bowiem razie sterowanie byłoby wadliwe / inaczej mówiąc suwak rozdzielczy powinien później zamykać depływ pary, niż ekspansyjny/. Mimosrodowość suwaka rozdzielczego r_N jest większa lub równa $a_1 + e$; zwykle obieramy $r_N > e + a_1$; ponieważ założyliśmy $r_N = 50^m/m$, e znaleźliśmy z wykresu, z nierówności tej wyznaczymy możemy a_1 w skali wykresu. W granicach tej nierówności mamy pewną swobodę wyboru. Ze względów czysto praktycznych obieramy dwa punkty widzenia. Przedewszystkiem r_N nie powinno być wiele większe od $a_1 + e$, gdyż w przeciwnym razie zwiększalibyśmy niepotrzebnie drogę, jaką by suwak miał przebiegać - powtórę a_1 powinno być tak dobrane, aby z obliczenia skali r_N wypadło jako liczba okrągła. - Rzeczywisty wymiar a_1 obliczyliśmy na wstępie. Chcąc znaleźć skalę wykresu musimy podzielić wartość dla a_1 otrzymaną z obliczenia przez wartość a_1 , jaką założyliśmy w wykresie. Długość promienia mimosrodu, którą przyjęliśmy $r_N = 50^m/m$ należy pomnożyć przez ten iloraz, aby otrzymać faktyczny promień mimosrodowości. Podobnie postąpimy z innymi otrzymanymi wielkościami dla e_p , e_t , i_p , i_t .

Ze względu na precyzyjność wykonania wymiary tych wielkości podaje się z dokładnością do $0,1^m/m$.

Przy ustalaniu poszczególnych wielkości powodować się trzeba wskazówkami praktyki, które zebrane są między innymi u Hrabacka.

II. Ustaliwszy wymiary suwaka rozdzielczego, jego kąt przodowania i promień mimosrodowości, przystępujemy do właściwego wykresu suwaka dwoiatego. Aby rozważyć poszczególne zjawiska cynamatyczne, jakie tu zachodzą, założymy, że znamy mimosrodowość oraz kąt przodowania suwaka ekspansyjnego $/r_e$ i $\delta_e/$. W chwili, gdy korba maszyny parowej znajdować się będzie w martwym położeniu odkorbowem $/MPO/$ rys.244, niech promień wodzący mimosrodu suwaka rozdzielczego OA znajduje się w A , zaś ekspansyjnego OB - w B . Przy obrocie całego układu w kierunku strzałki punkt A posuwać się będzie w linii poziomej w prawo, punkt B - w lewo. Po przejściu punktu A przez punkt MPK , oba punkty przesuwają się będą w lewo, nie punkt B nie przejdzie punktu MPO , wówczas punkt A będzie szedł nadal w lewo, punkt B zaś w prawo. Ruchy tych punktów wyobrażać będą ruchy suwaków względem gładzi suwakowej. Prędkość przesuwania mierzyć się będzie rzutami na proste $MPO - MPK$ i będzie różną dla różnych położenia na okręgu. Jeśli ruchy te odniesiemy do suwaków względem nich samych, to zauważymy, że będą się one po sobie przesuwają w rozmaitych kierunkach i z różną szybkością. Raz dążyć będą zgodnie w

jedną stronę, lecz z różną szybkością, to znów będą się rozchodzić w przeciwnych kierunkach. Interesujące nas momenty, a przede wszystkim zamknięcie przez suwak ekspansyjny wlotu pary do rozdzielczego, zależą być jedynie od ruchu względnego suwaka ekspansyjnego na rozdzielczym. Chcąc uprościć badanie tych momentów wyobrazimy sobie, że suwak rozdzielczy jest nieruchomy, natomiast suwak ekspansyjny zastąpimy przez inny, jednak taki, którego ruch w każdej chwili odpowiadać będzie sumie ruchów obu rozpatrywanych suwaków.

Rozpatrzmy dowolne położenie obu suwaków: rozdzielczy niech się znajduje /jego linia środkowa/ w punkcie A /rys.245/ ekspansyjny w punkcie B. Suwak A oddalił się od środkowego położenia SS o odległość m , suwak B o odległość n . Linie środkowe obu suwaków oddalone są od siebie o odległość $n - m$; zatem nasz nowy pomyślany suwak relatywny musi otrzymać taki kąt przodowania i taki promień mimośrodowości, aby rzuty promienia wodzącego poprowadzonego z punktu O do przecięcia się osi suwaka z okręgiem, dawały różnicę algebraiczną rzutów odpowiednich promieni wodzących suwaków A /promień OA/ i B /promień OB/. Osiągniemy to, odejmując geometrycznie $\overline{OB} - \overline{OA}$. Znajdziemy wówczas długość i kierunek promienia \overline{OC} . Jeśli w rozważanym rys.245 $\angle AOS$, był równy δ_N , zaś $\angle BOS = \delta_e$, to wówczas $\angle COS$ będzie kątem przodowania suwaka relatywnego δ_r , zaś długość odcinka $OC = r_r$ będzie promieniem mimośrodowości tegoż suwaka. Sprawdzenie. Rzut \overline{BC} na prostą MPO - MPK będzie równy rzutowi na tę samą prostą odcinka OA, zatem równy m , stąd rzut OC będzie równy $n - m$. Z powyższego jest jasne, że mając dane r_N i δ_N , oraz r_e i δ_e , łatwo znaleźć możemy r_r i δ_r . W praktyce jednak zagadnienie komplikuje się przez to, iż z wykresu Müller - Reuleaux otrzymujemy r_N i δ_N , pozostałe dwie pary wielkości są nam nieznane i korzystne ich dobranie uskutecznić należy drogą nieraz możliwych prób. Trudno podać przepisy, które mogłyby tu znaleźć stałe zastosowanie. Zwykle jednak r_r obieramy o parę milimetrów większe od r_N . Korzystnie jest, jeśli $r_N = r_e$, lub gdy różnica jest tak niewielka, że pozwala na wykonanie obu mimośrodków z jednego modelu. Kąt δ_e obiera się w granicach $70^\circ \div 110^\circ$, jednak lepsze rezultaty otrzymuje się w granicach $90^\circ \div 100^\circ$, co jednak nie zawsze jest możliwe.

Korzystność wyboru kątów przodowania δ_N i δ_e oraz promień mimośrodowości r_N i r_e oceniamy przez wykres krzywej zamykania wlotu; ostatnie elementy tej krzywej przy napełnieniu normalnem powinny tworzyć z osią środkową SS kąt $\delta \geq 45^\circ$.

Skalę wykresu obieram tak, aby średnica $2r_N$ wynosiła przynajmniej $100^{\text{mm}}/m$. Stosuje się skale 1 : 2 ; 1 : 1 ; 2 : 1 ; 3 : 1 zawsze w liczbach całkowitych. W obranej skali zakreślam koło promieniem r_N /rys. 246/ otrzymanym z wykresu Müller - Reuleaux. Linję drogi tłokowej LDT okręcam o kąt $90^\circ + \delta_N$. SS wyobraża linję środkowego położenia suwaka rozdzielczego, który tu przyjmujemy za nieruchomy. Od SS odkładam znalezione poprzednio e oraz a . Kąt $\angle DOA = K$ jest kątem liniowego wlotu przedzwrotowego. Punkt A - martwym położeniem odkorbowym. /Gdy promień wodzący mimośrodowo dojdzie do A, korba dojdzie do MPO/ W poprzednio opisany sposób, po przyjęciu wielkości dla δ_e i r_e , znajdzie δ_r i r_r . Zakreśkowane pole uznajemy za kanał suwaka rozdzielczego. Przyjmując nadal suwak rozdzielczy za nieruchomy, w położeniu środkowym, rozważać będziemy ruchy suwaka relatywnego.

Gdy korba maszyny parowej znajduje się w martwym położeniu odkorbowym /MPO/, promień wodzący suwaka relatywnego znajduje się w punkcie C. Poprzednio zauważyliśmy, że gdy korba maszyny parowej znajduje się w MPO - promień wodzący suwaka rozdzielczego był w A. Kierunek OA nazwalimy Linją Drogi Tłokowej, zaś punkt A - Martwym Położeniem Odkorbowym. Podobnie teraz kierunek OC nazwiemy Relatywną Linją Drogi Tłokowej. /RLDT/, zaś punkt C - Relatywnym Martwym Położeniem Odkorbowym /RMPO/. Średnica CE, podobnie jak poprzednio, wyobrażać będzie w różnych skalach zarówno drogę tłoka, jak i suwaka relatywnego.

Na tej zasadzie od punktu C odkładamy w kierunku O w % skoku CE napętnienie normalne $N_{ap_{norm}}$ znalezione z wykresu parowego. Opuszczając z tego punktu prostą prostopadłą w przecięciu jej z okręgiem r_r znajdzie punkt F. Przy założeniu nieskończonego długiego korbowału kierunek OF wyznaczy nam kierunek promienia wodzącego suwaka relatywnego w chwili, kiedy nastąpić powinno zamknięcie pary przy napętnieniu normalnym. Założenie $L = \infty$ jest dostatecznie dokładne i zawsze używane do wyznaczenia krzywej zamykania. Posługując się więc naszym suwakiem relatywnym, znajdziemy $\angle \alpha = \angle COF$, który zatoczy promień wodzący od chwili martwego położenia korby do chwili zamknięcia wlotu pary. Ponieważ kąty $\angle AOB$ i $\angle BOC$ w czasie obrotu nie będą się zmieniały, zatem o tenże kąt α przesunie się promień wodzący OA i OB.

Powróćmy na chwilę do suwaka rozdzielczego, który przyjęliśmy za nieruchomy. Promień wodzący jego mimośrodowo w chwili zamykania dopływu pary przesunie się o kąt α w kierunku strzałki, znajdzie się więc w punkcie G krawędź sterująca suwaka ekspansyjnego H /rys. 247/ znajdzie się na

jednej linii z krawędzią D suwaka rozdzielczego, a więc na linii DJ wykresu /rys.246 i 247/. Odsuw obu krawędzi równy zero, wyobrazimy na rys. 247 przez punkt K, leżący na przecięciu z DJ prostopadłej z punktu G opuszczonej na prostą DJ. Początek zamykania, a więc moment, gdy krawędź H suwaka ekspansyjnego zrówna się z krawędzią L rozdzielczego /rys.248/ nastąpi wówczas gdy suwak przebiegnie drogę o a: mniejszą od drogi, jaką przebiegł do punktu F /rys 246/. Wracamy tu do suwaka relatywnego, gdyż znów chodzi nam o ruch względny/. Odkładamy odcinek a, w kierunku przeciwnym obrotowi mechanizmu prostopadle do SS, znajdziemy na okręgu r_r kąt ω oraz położenie promienia wodzącego OM odpowiadającego położeniu suwaków na rys.248. O taki sam kąt ($\angle \alpha - \angle \beta$) przesunie się promień wodzący mimośrodą suwaka rozdzielczego znajdzie się więc w punkcie N. Odsuw mierzyć będziemy jak poprzednio na prostopadłej do SS opuszczonej z N i odkładać go będziemy w prawo od prostej DJ. W tym wypadku wielkość odsuwu wyniesie a, i znajdziemy w ten sposób punkt P, który wraz z punktem K daje nam obie krańcowe punkty krzywej zamykania. Chcąc znaleźć punkty pośrednie krzywej zamykania dzielimy łuk FM na dowolną ilość części, znajdujemy wielkość odsuwów a_1, a_2, a_3 i t.d., przenosimy kąty $\angle \beta, \angle \beta_2, \angle \beta_3$ podobnie jak $\angle \beta$ od punktu G na okręgu r_N , z punktów G, G₂, G₃ i t.d. opuszczamy prostopadłe do SS i na odpowiednich prostopadłych odkładamy odcinki a_1, a_2, a_3 , punkty 1, 2, 3 i t.d. wyznaczają nam krzywą zamykania. Kąt $\angle KPD = \angle \varphi$ powinien być $\geq 45^\circ$, jak to wspominaliśmy, aby zamykanie odbywało się dość szybko. Służy to zarazem sprawdzianem dobrego wyboru kąta przodowania i mimośrodowości suwaka ekspansyjnego. Po wykonaniu kilku, a nieraz kilkunastu prób, dochodzimy do ustalenia właściwych wielkości. Im większy jest $\angle \delta_N$, tem trudniej jest otrzymać dobre rezultaty. Pozostałe wielkości, jak napełnienie normalne, wielkość r_N, a , i t.d. nie odgrywają w tym wypadku roli decydującej. Starać się należy, aby $\angle SOC \cong 30^\circ$. Ustaliwszy $\delta_N, r_N, \delta_e, r_e$ oraz znalazłszy odpowiadające im r_r i δ_r określam wymiary suwaka, uwzględniając skończoną długość korbowodu. Dla suwaka relatywnego wynosić ona będzie w związku z poprzednimi wyjaśnieniami $5r_r$. Chcąc znaleźć położenie promieni wodzących suwaka relatywnego na początku ekspansji /patrz rys.247/ przy napełnieniu normalnem. Z punktu Nap_{norm.} na rys.249 zatoczam łuki promieniem $5r_r$. Znajdę punkty P - odsuwu przedniego /ukorbowego/ oraz punkt T - odsuwu tylnego /odkorbowego/. Wielkość odsuwów od linii środkowej SS wynosić będzie po stronie przedniej $y_{norm p}$ / w skali wykresu/, oraz po stro-

nie tylnej y_{norm} t. Widzimy z rys.249, że uwzględnienie skończonej długości korbowodu wywołuje niesymetryczność rozmieszczenia krawędzi. Jedni zatem konstruktorzy budują suwaki niesymetryczne, pozostawiając linie środków obu suwaków w jednej osi. Przeważnie jednak buduje się suwaki symetryczne, linie środkową suwaka ekspansyjnego, natomiast przesuwając do przodu o odległość $\frac{y_p - y_t}{2}$. Dalsze konstrukcje przeprowadzimy dla tego ostatniego sposobu wykonania.

O ile napełnienie normalne było miarodajne dla wykreślenia krzywej samykania, o tyle wymiary suwaka ekspansyjnego ustalamy przez zorientowanie się w odstawach przy napełnieniu maksymalnym i minimalnym.

Aby zdać sobie sprawę z tego, jakie możemy osiągnąć napełnienie maksymalne, rozważyć musimy, że suwak ekspansyjny nie może zacząć otwierać wlotu a, gotując się do następnego okresu, póki w poprzednim okresie suwak rozdzielczy nie zamknał wlotu na gładzi suwakowej. Położenia te uwidocznione są na rys.250 i rys.251. Na rys.250 widzimy błędny rozrząd pary. Po zaczętej ekspansji suwak ekspansyjny ponownie otwiera dopływ pary i wchodzi ona dotąd dopóki nie zamknie dopływu suwak rozdzielczy. Strzałki wyobrażają kierunek ruchu suwaków. Rys.251 wyobraża rozrząd prawidłowy. Przy zastosowaniu do kompresorów rozrządu jak podano na rys.250, gdy badać będziemy ich wydajność na podstawie wykresu, otrzymamy wydajność przenoszącą 100%. Dlatego przy ocenianiu wydajności kompresorów nie posługujemy się wykresami, lecz mierzymy objętość powietrza, czy też gazu, bezpośrednio przy użyciu specjalnych balonów.

Z wykresu na rys.249. widać, iż początek ekspansji suwaka rozdzielczego zaczyna się wówczas, gdy promień wodzący jego mimośrodowo zatoczy kąt

η od LDT i znajdzie się w punkcie D. Wówczas promień wodzący mimośrodowo relatywnego zatoczy ten sam łuk η od RLDT i znajdzie się w punkcie E. Moglibyśmy odsuw przy tym punkcie wybrać za moment otwierania, lecz ponieważ wówczas krawędzie zaledwie przystają do siebie, szczelność nie byłaby zapewniona. Chcąc uzyskać pewne przysłonięcie, przenosimy punkt otwierania nieco w prawo, czyli zwiększamy kąt η .

przyjmując $\xi > \eta$ i wyznaczamy punkt otwierania /Otw./. Punkt zamknięcia wlotu, a więc i ekspansji maksymalnej, leżeć będzie na przecięciu okręgu r_r z prostą równoległą do SS, poprowadzoną przez punkt Otw. Wyznaczymy w ten sposób punkt zamknięcia /Zamk./. Ten punkt zamknięcia, jako punkt skrajny, przyjąć musimy dla przodu cylindra, gdyż jak to widzieliśmy przy wykreślaniu napełnienia normalnego, odsuw przedni jest większy od tylnego, zaś poza ten punkt wyjść nie możemy.

Chcąc znaleźć napełnienie w % drogi tłokowej, przenosimy punkt zamknięcia łukiem o promieniu $5r_r$ na relatywną drogę tłokową, kreśląc ten łuk od strony kukerbowej. Otrzymam punkt Nap_{max_p} . Wobec symetrycznej budowy suwaka, różnica odsuwów przy napełnieniu maksymalnym z przodu i z tyłu będzie taka sama, jak przy napełnieniu normalnym. Przenoszę zatem odcinek $y_{norm p} - y_{norm t}$ od p-tu /zamkn./ na prawo i na linii równoległej do SS znajduję punkt przecięcia z okręgiem r_r jak punkt zamknięcia po stronie tylnej / na rys.249 punkt G/. Przenosząc łukiem o promieniu $5r_r$ punkt G na RLDT otrzymam $Nap_{max t}$. Jak widzimy, zakładając równe napełnienia normalne dla obu stron cylindra, otrzymujemy nierówne przy napełnieniu maksymalnym.

Mierząc na wykresie odsuwy $y_{max p}$ i $y_{mx t}$, oraz uwzględniając skalę wykresu, otrzymam rzeczywistą drogę, jaką musi przebiec krawędź sterująca H /rys.247,248,250,251/ suwaka ekspansyjnego po suwaku rozdzielczym od środkowego położenia, aż do chwili zamknięcia wlotu. Z powyższego wynika, iż zewnętrzna krawędź sterująca /rys.247.krawędź D/ suwaka rozdzielczego musi być oddalona od linii środkowej SS o odległość $y_{max p} - y_{max t}$ + długość taflí suwaka ekspansyjnego + połowa

$$\frac{y_{max p} - y_{max t}}{2} + \text{długość taflí suwaka ekspansyjnego} + \text{połowa}$$

odległości między obu taflami / $5 + 10^m/m = y_{max t} + \frac{y_{max p} - y_{max t}}{2} +$ +
dług. taflí + połowa odległ. między taflami.

Długość taflí suwaka ekspansyjnego określimy z napełnienia minimalnego. To napełnienie musimy tak wybrać, aby maszyna odciążona nie rozbiegała się. Zależy to więc od całego ustroju maszyny /jej oporów wewnętrznych/ połączenia maszyny parowej z innymi mechanizmami /pasy i liny, lub koła zębate, stożkowe i t.d./ Moglibyśmy dla każdego z tych wypadków przyjąć napełnienie 0,0%, gdy na to jednak warunki pozwalają wybieramy napełnienie większe, przez co otrzymujemy krótszą budowę suwaka.

Określwszy to napełnienie odkładamy odcinek CK w % skoku / $2r_r$ / - /rys. 249/. Przenosimy punkt K na okrąg r_r promieniem $5r_r$; znajdujemy punkt K i odsuw przedni $y_{min p}$ odkładając poziomo w prawo od K, odcinek $y_{norm p} - y_{norm t}$ znajdujemy odsuw tylni $y_{min t}$, punkt L na okręgu r_r i punkt L określają w % napełnienie minimalne po stronie tylnej. Napełnienia te mierzone będą w naszym wypadku z innej strony osi SS, zatem i w konstrukcji musimy je odkładać w innym kierunku niż napełnienia normalne i maksymalne.

Krawędź H suwaka ekspansyjnego rys.252 poruszać się będzie poza punkt E w kierunku strzałki po gładzi rozdzielczego i odległość końcowa krawędzi H od D wyniesie r_r /rys.252/. Przez cały ten czas wlot pary musi być zamknięty, czyli tafla musi być tak długa, aby jej koniec M nie

przekroczył krawędzi P. Ze względu na szczelność dajemy tu jeszcze zabezpieczenie $\delta = 5 + 10 \text{ mm}$. W ten sposób długość taflí wyniesie $r_r + y_{\min.} + a + \delta$; gdybyśmy wybrali większe napełnienie, tak iż by punkty K. i L. /rys.249/ leżały po lewej stronie linii SS, wówczas długość taflí wyniosłaby $r_r - y_{\min.} + a + \delta$. Również i tutaj zastanowić się musimy, czy wybierzemy taflie symetryczne i przesuniemy oś ich w kierunku poziomym o połowę różnicy odsuwów ku stronie tylnej, czy też pozostawimy oś na miejscu, a wykonamy taflie niesymetrycznie. Polecony jest sposób pierwszy.

Przykład: Zbudować suwak Meyera dla cylindra niskoprężnego maszyny compound z wolnym wydmuchem. $D = 650 \text{ mm}$ ϕ ; $S = 700 \text{ mm}$; $n = 90$.

Z wykresu parowego otrzymamy $\text{Exp. norm.} = 34\%$; $\text{Wyl.} = 5\%$; $\text{Co} = 9\%$.

Rozwiązanie: Obliczamy $C_m = \frac{0,7 \cdot 90}{30} = 2,1 \text{ m/sec}$; $F = 0,98 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4} = 3250 \text{ cm}^2$; przyjmujemy prędkość wylotową z suwaka rozdzielczego do cylindra $v_a = 36 \text{ m/sec}$. $f_a = \frac{3250 \cdot 2,1}{36} = 189,5 \text{ cm}^2$; zakładam h w gładzi suwakowej $0,66D \approx 430 \text{ mm}$; $a = \frac{189,5}{43} \approx 4,4 \text{ m/m}$; zakładam prędkość wlotową pary do suwaka rozdzielczego $v_e = 40 \text{ m/sec}$; wysokość suwaka rozd. $h_s = 425 \text{ mm}$; $f_e = \frac{3250 \cdot 2,1}{40} = 170 \text{ cm}^2$; $a_s = \frac{170}{42,5} = 4 \text{ m/m}$.

Wykonuję wykres Reuleaux. / r_N 50 mm / rys.253. W wykresie zakładam równą kompresję dla obu stron cylindra $\text{Co} = 9\%$.

Przyjmuję wylot dla strony odkorbowej /tył/ $\text{Wyl.} = 5\%$. Znajduję δ_N oraz $i_t = 1,4 \text{ m/m}$. Prowadzę // z Co_p do Co_t Wyl. i znajduję $\text{Wyp.} = 4,5\%$ oraz $i_p = 7,1 \text{ m/m}$. Przyjmuję $K = 70^\circ$, znajduję wlot W_1 i Expansję dla przodu $76,5\%$, dla tyłu 83% , oraz $e_1 = e_2 = 20 \text{ m/m}$; zakładam $r_N > e + a$; wkreślam w wykres $a_s = 28,5 \text{ m/m}$; skala wykresu wyniesie $\frac{a, \text{ obliczone}}{a, \text{ z wykresu}} = \frac{40}{28,5}$; r_N w skali rzeczywistej jest równe $r_N = 50 \cdot \frac{40}{28,5} = 70 \text{ mm}$;

e w wykresie $= 20 \text{ m/m}$, w skali rzeczywistej $e = \frac{20 \cdot 40}{28,5} = 28 \text{ m/m}$; po-

dobnie $i_p = 7,1 \cdot \frac{40}{28,5} = 10 \text{ m/m}$; $i_t = 1,4 \cdot \frac{40}{28,5} = 2 \text{ m/m}$; poczem znajduję

a w skali wykresu $= 44 \cdot \frac{28,5}{40} = 31,5 \text{ m/m}$ i wrysowuję w wykres, odkłada-

jąc od linii Co_t Wyl. i od linii Co_p Wyp. /tu nie wrysowujemy dla uniknięcia komplikacji rysunku/. Wreszcie określamy liniowy wlot przedzwrotowy

u, równy w skali rysunku $5,4 \frac{m}{m}$, rzeczywista zaś jego wielkość będzie $5,4 \cdot \frac{40}{28,5} = 7,5 \frac{m}{m}$. Określenie liniowego wlotu przedzwrotowego jest tem ważne, iż według niego monter ustawia suwak składając maszynę. δ_N odmierzamy z wykresu. Wynosi on $30^\circ 5'$. Dla kontroli sporządzamy tabelę:

Suwak rozdzielczy

Strona	Kukorbowa	Odkorbowa
e	28 m/m	28 m/m
i	10 m/m	2 m/m
a	44 m/m	44 m/m
a ₁	40 m/m	40 m/m
Nap.	76,5%	83%
Wl/u	7,5 m/m	7,5 m/m
Co	9%	9%
Wy	4,5%	5%

$$r_N = 70 \frac{m}{m}$$

$$\delta_N = 30^\circ 30'$$

Przystępujemy do wykresu Müllera w skali 1 : 1 /rys.254/. Zakreślamy koło promieniem $r_N = 70 \frac{m}{m}$, odkładam $e = 28 \frac{m}{m}$, $a_1 = 40 \frac{m}{m}$, $\delta_N = 30^\circ 30'$. Zakładamy $\delta_e = 93^\circ$ oraz $r_e = r_N$; otrzymujemy $r_r = 72 \frac{m}{m}$. Wrysowujemy krzywą zamykania; $\delta_p > 45^\circ$ dla 34% napełnienia. Odkładam $\frac{34 \cdot 144}{100} = 49 \frac{m}{m}$. Znajduję $y_{nt} = 44 \frac{m}{m}$; $y_{np} = 54 \frac{m}{m}$. Mam zatem napełnienia wyrównane po obu

stronach. Różnica przypłnięć wynosi $10 \frac{m}{m}$, czyli przy budowie symetrycznej przedstawienie csi wyniesie $5 \frac{m}{m}$. Znajdujemy napełnienie maksymalne z przodu $Exp_{max.p.} = 82 \frac{m}{m} = \frac{82 \cdot 100}{144} = 57\%$ i odsuw dla tego napełnienia $y_{max.p.} = 70 \frac{m}{m}$. Odsuw dla strony tylnej wynosić będzie przy budowie symetrycznej $60 \frac{m}{m}$, a napełnienie $Exp_{max.t.} \cong 70 \frac{m}{m} = \frac{70 \cdot 100}{144} \cong 49\%$. Przyjmuje dla napełnienia minimalnego z przodu $y_{min.p.} = 10,5 \frac{m}{m}$, stąd $y_{min.t.} = 0,5 \frac{m}{m}$, a napełnienie wyniesie z przodu 8,5%, z tyłu 7,5%.

Z powyższego określimy wymiary w następujący sposób /budowa symetryczna/

$$1 / \text{Długość taflí } r_r + \overset{+y_{min.p.}}{a_1} + e = 72 + 10,5 + 40 + 5,5 = 128 \frac{m}{m}$$

2 / Odległość zewnętrznej krawędzi sterującej na gładzi suwaka rozdzielczego od linii środkowej tego suwaka wyniesie:

$$y_{max.p.} - \frac{y_{max.p.} - y_{max.t.}}{2} + \text{długość taflí} + \text{połowa odległości między obiema taflami przy napełnieniu maksymalnym} = 70 - \frac{70 - 60}{2} + 128 + 5 = 70 - 5 + 128 + 5 = 198 \frac{m}{m}, \text{ lub}$$

$$y_{max.t.} + \frac{y_{max.p.} - y_{max.t.}}{2} + \text{dług. taflí} + \text{odległość między taflami} = 60 + 5 + 128 + 5 = 198 \frac{m}{m}.$$

Suwak Rider'a. Suwak Rider'a podobny jest do suwaka Mayer'a, różnica zaś polega na tem, że kanały suwaka rozdzielczego sterowane przez suwak ekspansyjny są skośne /rys.255/. Zmiana napełnienia odbywa się tu przez zmianę przysłonięcia y za pomocą regulacji prostopadle do ruchu, który otrzymują oba suwaki od minośrodów. W suwaku Rider'a jest tylko jeden

suwak ekspansyjny, może on być płaski, półokrągły lub tłokowy; oba suwaki i ekspansyjny i rozdzielczy mogą być tłokowe.

Rys.255 przedstawia suwak płaski. Wielkość L_r jest długością suwaka rozdzielczego, a - szerokością kanału wlotowego, h - jego wysokością, L_e - długością suwaka ekspansyjnego, y_{max} oznacza maksymalną, zaś y_{min} - minimalną odległość krawędzi suwaka ekspansyjnego od zewnętrznej krawędzi kanału wlotowego w suwaku rozdzielczym. Regulator przesuwając suwak ekspansyjny w kierunku ZZ. Im wyżej /na rys./ znajduje się suwak, tem jest mniejsze napełnienie cylindra. Pod wpływem mimosiódrow suwaki poruszają się w kierunku AA. Suwak ekspansyjny na rys.255. wyobrażony jest w dwu położeniach: przy napełnieniu maksymalnym i minimalnym. Zatem długość odcinka s daje całkowite przesunięcie przez regulator. Odcinek x jest wielkością przesunięcia krawędzi sterującej suwaka ekspansyjnego w kierunku XX pod wpływem regulatora. Jeżeli przez α oznaczymy kąt nachylenia krawędzi sterującej, to otrzymamy zależność $tg.\alpha = \frac{s}{x}$. Zwykle stosuje się $40^\circ < \alpha < 60^\circ$. Ustalenie wymiarów suwaka Rider'a uskutecznia się na zasadzie takiegoż wykresu, jak dla suwaka Meyer'a. /Patrz: "Podwójny suwak Meyer'a"/. Suwak płaski Rider'a nadaje się do mniejszych maszyn, przy niedużym ciśnieniu, gdy opory tarcia są niewielkie. Skrzynka suwakowa ze względu na poprzeczne przesuwanie suwaka ekspansyjnego musi być większych wymiarów. Ciężar suwaka ekspansyjnego musi być wyrównany przeciwcieżarem. Konstrukcja suwaka powinna być możliwie lekka. U większych maszyn stosujemy suwak półokrągły, który się otrzymuje przez zwiniecie suwaka płaskiego w półkole. Miast jednego kanału wlotowego stosuje się dwa kanały i dwie łapki, przez co długość konstrukcji się zmniejsza. Przy projektowaniu dbać należy o łatwość montażu. Dla zapewnienia prawidłowego pokręcania suwaka ekspansyjnego przez regulator, nadajemy części drążka suwakowego przekrój prostokątny. Kąt γ , o który regulator pokręca suwak nie powinien być duży, jeżeli D_s będzie zewnętrzną średnicą suwaka ekspansyjnego, to $\gamma = 360 \cdot \frac{s}{\pi D_s} \leq 60^\circ$. Zaletą suwaka półokrągłego jest to, że nie obciąża regulatora, gdy ten już suwak przesunął. Opór tarcia przeciwstawiającego się działaniu regulatora jest mniejszy, niż by to wypadło z obliczenia, gdyż oba suwaki są w ruchu. Dla zachowania prawidłowego rozrządu pary trzeba zachować wymiar $r_r + c$, jak to wskazane na rys.255. $c = 5 + 12 \frac{m}{m}$ oznacza przysłonięcie dodatkowe, r_r - ekscentryczność relatywną; c dla strony kukorbowej i odkorbowej nie koniecznie musi być jednakową. Suwaki należy tak wykonać, żeby mogły się

odchyłać w razie uderzenia wodnego. Do prowadzenia suwaków mamy dwa drażki. Blżej rany jest drażek do suwaka rozdzielczego, dalej do ekspansyjnego. Aby okręcanie nie wywierało ujemnego wpływu na położenie drażka prowadzącego do mimośrodów, w skrzynce mamy dwa prowadzenia. Drażek winien być dostatecznie gruby, aby nie ulegał skrecaniu. W środku drażka jest dźwignia, za którą chwyta regulator i okręca drażek, a wraz z nim i suwak. Aby nie okręcała się część drażka leżąca po stronie mimośrodów, stosujemy sprzęgło według rys. 256. U większych maszyn dzielimy kanał na trzy do czterech części i całość zwijamy w cylinder, przez co otrzymujemy suwak tłokowy. Zastosowanie pierścieni uszczelniających jest niemożliwe ze względu na okręcanie się suwaka ekspansyjnego. Wadą konstrukcji jest nieszczelność, która się zwiększa z biegiem czasu, wreszcie duże szkodliwe przestrzenie. Konstrukcję tę można stosować ze względu na nieszczelność tylko przy parze nasyconej. Z rys. 257. skonstruowanego według zasad rys. 255. i danych wykresu suwaka podwójnego, znajdujemy rozwinięty obwód suwaka ekspansyjnego $\pi D_s = 3/h_s + c_y + c_x + s$. Na rys. 255 i 257. suwak rozdzielczy jest większy od ekspansyjnego, w rzeczywistości zaś odwrotnie. Uchwycenie drażka suwakowego musi być takie, aby w razie uderzenia wodnego mógł ustąpić. Sprężyna zapewnia stałe przyleganie suwaka. Konstrukcję tę dla małych maszyn możemy wykonać, jak podano na rys. 258. Drażek A posiada w miejscu uchwycenia przekrój prostokątny, otoczony panwią prostokątną. Panew może poruszać się poziomo, zaś drażek pionowo. Para dopływowa nie powinna być nigdzie dławiona. Przez przekrój między skrzynką suwakową, a samym suwakiem musi przepływać przynajmniej połowa, lub zależnie od konstrukcji cała ilość pary. Nie powinna ona mieć większej prędkości, niż w kanałach dopływowych. Przysłonięcie dodatkowe c_x i c_y /rys. 257/ wynoszą 2 do 5 mm., szerokość B ze względu na wytrzymałość nie powinna być zbyt małą. Konstrukcja suwaków o trzech łapkach ma tę niedogodność, że poziome krawędzie mn nie są wykorzystane, a średnica wypada duża. Zmniejszając α , zmniejszymy wprowadzić średnice, lecz powiększamy długość suwaka. Wspomnianych niedogodności unikamy w konstrukcji suwaka z okienkami.

Suwak z okienkami. Przy tej konstrukcji suwak rozdzielczy jest taki, jak przy konstrukcji z łapkami, tylko suwak ekspansyjny ma krawędzie mn /rys. 259/ pochylone, które to pochylenie wpływa na zmniejszenie średnicy, lecz na zwiększenie długości przy tym samym kącie pochylenia α krawędzi AB i CD sterujących ekspansję. Celem skrócenia konstrukcji stosujemy $\alpha = 45^\circ$: 50° . Jak widzimy na rys. 259. okienka w suwaku rozdzielczym są mniejsze

od okienek w ekspansyjnym. Wielkość $L_{\text{rozdz.}}$ oznacza długość suwaka rozdzielczego, $L_{\text{exp.}}$ - ekspansyjnego, $y_{\text{max.}}$ - odsuw krawędzi AB od CD przy napełnieniu maksymalnym, zaś $y_{\text{min.}}$ - przy minimalnym. Suwak ekspansyjny czyli jego krawędź mn, winna dać wlot przedzwrotowy przed rozdzielczym. Im wyżej /na rys./ jest suwak ekspansyjny, tem mniejsze jest napełnienie. Na rys. 260 δ_n oznacza kąt przedowania mimośrodów rozdzielczego, δ_e - ekspansyjnego, δ_r - relatywnego, $RdIT$ - relatywną linię drogi tłokowej, W_l - wlot przedzwrotowy, $R W_l$ - relatywny wlot przedzwrotowy, RMP - relatywne martwe położenie, K - kąt wlotu przedzwrotowego. δ musi być większy od K , żeby suwak ekspansyjny dał wlot przedzwrotowy wcześniej od suwaka rozdzielczego.

Żeby znaleźć szerokość okienka wychodzimy z napełnienia maksymalnego /rys. 260/ zataczamy łuk promieniem $5r_r$, który w przecięciu z kołem relatywnym da punkt K. Odległość K od SS jest to, jak wiadomo, $y_{\text{max.}}$. Okienko musi dochodzić do punktu $R W_l$, bo suwak ekspansyjny musi dać wcześniej wlot od rozdzielczego, więc $b + y_{\text{max.}}$ - a, / będzie szerokością okienka W. Dla szerokości okienka miarodajne jest napełnienie maksymalne. W położeniu przy maksymalnym napełnieniu /rys. 259/ powinno $\alpha \geq 2^m/m$, zaś przy $y_{\text{norm.}}$ u /rys. 259/ winno być tak duże, żeby nie było dławienia. Jeżeli obydwa suwaki mają zewnętrzny wlot, to wykresy suwakowe i parowe są jak przy poprzednich rodzajach, kąt zakliniania taki jak wypada z wykresu. Gdy oba suwaki mają zaś wlot wewnętrzny, to wykresy nie zmieniają się, ale kąty oklinienia mimośródów przyjmą następujące wartości: zamiast $\delta_n + 90^\circ$ będzie $270 + \delta_n$, zamiast $\delta_e + 90$ - $/270 + \delta_e/$. Jeżeli jednak jeden suwak będzie miał wlot wewnętrzny, a drugi zewnętrzny, to wówczas suwak z wewnętrznym wlotem ma kąt przedowania o 180° większy i wykres zmienia się

Gdybyśmy chcieli zastosować suwak Rider'a do pary przegrzanej, to każdy /ekspansyjny i rozdzielczy/ winien być w innej skrzynce, ale przy tej konstrukcji warstwa znacznie przestrzeń szkodliwa.

P r z y k ł a d: Określić wymiary suwaka Ridera z okienkami dla cylindra wysokopiętnego maszyny parowej przy $D = 625$; $s = 900$; $n = 75 \frac{\text{obr.}}{\text{min.}}$. Z wykresu parowego otrzymujemy: $\text{Nap. norm.} = 21\%$; $C_o = 16\%$; $W_y = 5\%$; Obliczam $C_m = \frac{0,9 \cdot 75}{30} = 2,25 \text{ m/sec}$; $P = 2975 \text{ cm}^2$; zakładam $v_a = 32 \text{ m/sec}$; stąd $f_a = \frac{2975 \cdot 2,25}{32} = 210 \text{ cm}^2$; $h = 0,8 \cdot 625 = 500 \text{ m/m}$; $a = \frac{210}{50} = 42 \text{ m/m}$; dla gładzi suwakowej zakładam $V_s = 40 \text{ m/sec}$, $f_s = \frac{2975 \cdot 2,25}{40} = 167,5 \text{ cm}^2$; $a_s = 42 \text{ m/m}$ /zakładam/, stąd $h_s = \frac{167,5}{4,2} = 399 \text{ m/m}$ /dla górnego wlotu w suwaku rozdzielczym/. Wykonam trzy okienka przeto wysokość każdego wyniesie $\frac{h}{3} = \frac{399}{3} = 133 \text{ m}$

Wylot w suwaku rozdzielczym od strony gładzi suwakowej a_2h musi czynić zadość wyrunkowi $a_2h \geq f_e$. Jeśli h przyjmiemy równe $500^m/m$, to $a_2 \geq \frac{167,5}{50} \approx 33,5 \approx 36^m/m$.
Przystępujemy do wykresu Reuleaux, tak samo jak w suwaku Meyera /rys. 261 i 262/. Zakładamy $r_N = 50^m/m$. Sporządzam osobny wykres dla strony odkorbowej i dla strony kukorbowej. Po stronie odkorbowej wychodzę z $C_o = 16\%$ oraz $Wy_t = 5\%$, zakładam $K = 10^\circ$ i znajduję $Nap_o.t = 79\%$, oraz kąt δ_N , e_t , i_t . Po stronie kukorbowej kreślę SS pod kątem δ_N . Zakładam równą kompresję $Cop = 16\%$; znajduję wylot przedzwrotowy $Wy_p = 4,5\%$, zakładam $K = 10^\circ$, znajduję $Exp. = 70\%$, i_p , $ep = at$, przyjmuję $r_N = a + a$, skąd znajduję a , w skali wykresu $a_1 = 29,2^m/m$. Z obliczenia $a_2 = 42^m/m$, zatem skala wykresu wynosi $\frac{29,2}{42}$. Uzupełniamy wykres odkładając a_1 i a_2 w skali wykresu $/a_2 = 36 \cdot \frac{29,2}{42} /$.

Sporządzamy jak i poprzednio tabelkę:

	Strona odkorbowa	Strona kukorbowa
a_1	$42^m/m$	$42^m/m$
e	$30^m/m$	$30^m/m$
i	$\frac{7 \cdot 42}{29,2} = 10^m/m$	$\frac{13,2 \cdot 42}{29,2} = 19^m/m$
u	$\frac{8 \cdot 7 \cdot 42}{29,2} = 12,5^m/m$	$12,5^m/m$
r_N $/a + e/$	$72^m/m$	$72^m/m$

Poczem przystępujemy do wykresu suwaka dwoistego. Skalę wybieramy $/1:1/$ naturalnej wielkości /rys. 260/. Zakładam: $r_N = r_o = 72^m/m$ i $\delta_e \sim 101^\circ$ znajduję $r_r = 77^m/m$. Aby się przekonać, czy przy powyższych założeniach suwak nie będzie dławił pary, rysujemy krzywą zamykania w sposób podany przy suwaku dwoistym Meyera'a $/L = \infty$.

Dla powyższego badania wybieramy napełnienie normalne 21%. /21% napełnienia równa się $\frac{2 \cdot 77 \cdot 21}{100} m$ na Rel. linii drogi tłokowej/. Z wykresu otrzymany $\alpha \varphi \approx 45^\circ$, lecz zało przekonujemy się, że kanał nigdy nie będzie całkowicie otwarty. Usterkę tę możemy pominąć, gdyż założone $40^m/sec$ szybkości wlotowej można przekraczać. Aby nie otrzymać zbyt wielkich różnic w napełnieniach maksymalnych i minimalnych po obu stronach cylindra, nie wyrównujemy napełnień normalnych. Przyjmuję $Nap_{norm.p} = 20,5\%$, $Nap_{norm.t} = 21,8\%$ znajduję $Y_{nt} = 39^m/m$, $Y_{np} = 47^m/m$. Dla napełnienia maksymalnego z przodu znajduję $Nap_{max.p} = 51,5\%$ oraz odsuw $Y_{max.p} = 75^m/m$. Obieram odsuw dla tyłu taki, aby różnica odsuwów równała się takiejż różnicy przy napełnieniu normalnym $/47 - 39 = 8^m/m$. Zatem $Y_{max.t} = 67^m/m$. Stąd znajduję $Nap_{max.t} = 47,5\%$.

Odcinek w danym nam w skali wykresu szerokość okienka poziomo mierzoną.

Dla napełnienia minimalnego przyjmuję z tyłu 0%, stąd znajduję: $y_{min.t} = 27^m/m$, $y_{min.p} = y_{min.t} + 8^m/m = 35^m/m$ oraz $Nap_{min.p} = 0.5\%$.

Ustaliwszy te wymiary rysuję rozwinięcie na płaszczyźnie obu suwaków /rys. 259/. Przyjmuję $\alpha = 45^\circ$. α powiększam nieco ze względu na zaokrąglenie, aby wolny przekrój wynosił faktycznie $\frac{a_1 + h_1}{3}$. Rozpaczynam od strony od-
korbowej i napełnienia maksymalnego. Wrysowując następnie położenie przy napełnieniu normalnem, określam długość okienka /mierzoną na rys pionowo tak, aby nie następowało dławienie pary, przy czem $u = 2^m/m$. Od wewnętrznej /prawej/ małej krawędzi pionowej kanału w suwaku rozdzielczym odkładam długość $r_r + c$, gdzie $c = 5 \div 12^m/m$ i otrzymuję położenie krawędzi sterującej po drugiej stronie. Zewnętrzna, pochyłona pod α krawędź okienka na rys. 259/ powinna, w położeniu przy napełnieniu minimalnem, być oddalona od wewnętrznej krawędzi wlotu na suwaku rozdzielczym na $r_r + c$, aby uniknąć wadliwego sterowania tą krawędzią wlotu pary do wyższego kanału. To rozwiązanie ustali nam położenie górnego kanału, gdy odłożymy właściwe wymiary. Podobnie znajdziemy kanał dolny, oraz symetrycznie kanały naprzeciwległe z zachowaniem odległości $r_r + c$ oraz $r_r + c$. Z rys. 259 widzimy, że $L_1 > L_2$, a zatem, że c nie jest równe c , po obu stronach suwaków. Zatem osie suwaków będą względem siebie przesunięte. Można by pozostawić osie na miejscu i zbudować suwak niesymetrycznie. Konstrukcja ta jednak nie poleca się. Z rys. 259 rozwinięcia znajdziemy:

$N_{DS} = 707^m/m$, $D_S = 225^m/m$, przesunięcie suwaka przez regulator wyniesie $s = 102^m/m$, czyli $\gamma = \frac{360 \cdot 102}{225} = 50^\circ 5'$.

Prócz rozwinięcia geometrycznego musimy dla trasera wyrysować rozwinięcie z uwzględnieniem grubości ścianek. Według tego rozwinięcia traser będzie mógł wyznaczyć kanały na zewnętrznej powierzchni. Metoda obrysowywania odlewu przez nałożenie rysunku jest zbyt mało dokładna. Zamiast wymiarów помещаа się na rysunku litery, a w osobnej tabeli wskazuje się odpowiadające im wymiary.

Konstrukcje zmniejszające szkodliwe przestrzenie i powierzchnie. W suwaku pojedynczym para świeża tą samą drogą wpływa, co wypływa para odlotowa. Szkodliwą przestrzeń można zmniejszyć, stosując dwa suwaki po obu stronach cylindra, jednak szkodliwe powierzchnie są tu duże. Pozatem niekorzystnem jest w tej konstrukcji, że para odlotowa przechodzi koło tulei roboczej. Lepszą konstrukcją z tego względu jest wykonanie na każdym końcu cylindra dwóch suwaków, jednego dla wlotu, drugiego dla wylotu. Pozwala to, prócz zmniejszenia powierzchni szkodliwej, unormować rozdział pary według zamie-

rzeń konstruktora, gdyż każdy suwak nastawiamy osobno. Stosujemy tu 4 suwaki płaskie, lub tłokowe wykonywujące ruchy równoległe do cylindra. Umieszczamy je z boku /rys. 263/, lub wpustowe u góry, a wypustowe u dołu. Suwaki płaskie mają duże opory tarcia, zależne od powierzchni, na którą naciska para. Chcąc zmienić ich skok stosujemy suwaki żebrowe z kilkoma wlotami. Zamiast suwaków płaskich, gdy chodzi o odciążenie, stosujemy suwaki tłokowe. Wówczas jednak zwiększa się szkodliwa przestrzeń. W konstrukcji van den Kerchova mamy takie właśnie rozwiązanie. Suwak tłokowy nazywamy tu wentylem ze względu na mechanizm napędzający. Łbice są ogrzane parą dolotową, przez co mamy lepsze wyzyskanie termiczne. Mimo, że dostęp do tłoka jest niewygodny, a wykonanie kosztowne, konstrukcja ta jest bardzo dobra. Konstrukcja Ricarda /Miluxa/ rys. 264: przedstawia poziomy układ suwaków, które poruszają się prostopadle do osi cylindra /odwrotnie niż u Van den Kerchova/. Para dolotowa okala tuleję cylindra. Drażek suwakowy nie posiada tylnego prowadzenia, co nie jest korzystne. Tuleje T. są silnie wciagnięte w cylinder na zimno, gdyż przy ogrzewaniu cylinder mógłby pęknąć. Średnicom nadajemy różne wymiary ze względu na łatwiejsze wciąganie tulei. Stawidła wychwytowe spotykamy u cylindrów wysokoprężnych, zaś u niskoprężnych stawidła z kierownicą. Cylindry wskutek naprężeń odlewniczych i powodowanych wciąganiem tulei pękają.

Suwaki kruczkowe Cörlisa wykonywują ruchy wahadłowe /rys. 265/ przedstawia układ z jednym suwakiem, który steruje wlot i wylot. Przy wahanii suwaka krawędź A musi przechodzić poza krawędź B, aby płaszczyzna gładzi równo się ścierała. W przeciwnym razie na końcach tej krawędzi powstaną z biegiem czasu występy, mogące spowodować zacinaanie się i podnoszenie suwaka. Przy stosowaniu jednego suwaka Cörlisa szkodliwa przestrzeń wynosi 5 - 6%. Nadaje się do małych maszyn. Chcąc zmniejszyć szkodliwą przestrzeń umieszczamy dwa suwaki na każdym końcu cylindra /rys. 266/, wynosi ona wtedy 2 - 3%. Szkodliwe powierzchnie mało się zmniejszą, większe ich zmniejszenie uzyskamy stosując 4 suwaki /rys. 267/ - dwa dla wlotu i dwa dla wylotu, szkodliwa przestrzeń wynosi 2 - 3%. Cörlis używa najczęściej konstrukcji o 2 suwakach. Średnica suwaka wynosi $\frac{1}{4} + \frac{1}{5}$ średnicy cylindra. Do napędu suwaków przyłączamy do cylindra tarcze uruchamiane mimośrodami. Stwarza to mechanizm skomplikowany, lecz mimo to dobrze pracuje /rys. 268 i 269/ Stosujemy, zależnie od umieszczenia suwaków, jedną lub dwie tarcze. Tę ostatnią konstrukcję spotykamy wówczas, gdy wszystkie suwaki są w dolnej części cylindra. W celu lepszego wyzyskania pary umieszczamy suwaki Cörlisa w łbicach ogrzewanych parą dolotową /rys. 270/. Konstrukcja drążków i tarczy w suwakach Cö-

lisa powinna być o ile możliwości tak wykonana, aby w czasie, gdy kanał do pływowy jest zamknięty, suwak wykonywał jak największą drogę /wolno się poruszał/, a w czasie otwierania i zamykania poruszał się możliwie szybko. Osiągamy to przy pomocy dźwigni kolankowej.

Rys. 271. wyobraża nam wzajemną zależność układu tarczy, dźwigni i drążków i wpływ konstrukcji na wykres parowy. Przez korzystne dobranie kątów, gdy kanał jest zamknięty, małej drodze ab. odpowiada duży łuk a. b. na tarczy. Po otwarciu kanału stosunek się zmienia, wskutek czego otrzymujemy szybkie otwieranie wlotu. η_1 powinno być możliwie duże, natomiast η małe. Kąt przy a powinien być nieco większy od 60° , przy c mniejszy od 140° .

Suwaki z regulatorem osiowym. Najprostszą konstrukcję regulatora tego rodzaju przedstawia rys. 272. Regulator składa się z tarczy T zaklinowanej na wale sterującym W. Do tarczy przymocowane są sworznie A, na ich końcach umieszczono sworznie B, wzdłuż których może się przesuwac mimośród M połączony z drążkiem suwakowym zawieszony na sprężynie P, a obciążony drugostronnie ciężarem G. Przy małej ilości obrotów /w stosunku do normalnej/ maszyny, więc i wału sterującego, sprężyna $\overset{P}{S}$ przyciąga mimośród M i ciężar G do wału, zaś przy dużej ilości obrotów, wskutek wzrostu siły odśrodkowej ciężar G rozciąga sprężynę, a więc mimośród zajmie inne położenie, niż wskazane na rys. Przy małej prędkości środek ciężkości Z znajduje się w odległości r od środka wału O, kąt przodowania wynosi δ , przy większej prędkości wskutek działania siły odśrodkowej Z przesuwa się wzdłuż prostej ZX; gdy dojdzie do punktu X, to mimośrodkowość będzie r_1 , zaś δ przodowania δ_1 . Widzimy, że przy zwiększającej się liczbie obrotów ekscentryczność maleje z r na r_1 , a przodowania wzrasta z δ na δ_1 . Prosta ZX, która jak widzimy jest w danym wypadku równoległa do SS nazywa się linią centralną. Zależnie od tego, jaki chcemy uzyskać rozrzad nary, mimośrodkowość musi różnie się zmieniać, a więc muszą być różne linie centralne, które mogą być jak w danym wypadku prostą lub krzywami, jak np. w regulatorze Groell'a linia centralna jest łukiem koła. Mimo zmiany kąta przodowania i mimośrodkowości, wlot winien ulegać małym zmianom, aby uniknąć uderzeń w mechanizmach.

Wykreślenie linii centralnej, odpowiadającej układowi powyższego regulatora.

Wykres Müller'a /rys. 273/. Odkładamy wielkość przesłonięcia zewnętrznego e od linii SS; przyjmujemy maksymalną ekscentryczność r, tudzież liniyny wlot przedzwrotowy u, wówczas w myśl zasady działania linia centralna jest równoległa do linii SS, więc i do prostej określającej przesłonięcie e. Linia drogi tłokowej w wykresie tym /Müller'a/ będzie przyjmowała położenia L, D, T, T₂ D₂ T₂ i L₃ D₃ T₃, stosownie do zmiany nastawienia mimośrodu kąty przodowa-

nia będą odpowiednio $\delta_1, \delta_2, \delta_3$, zaś kąty wlotu przedzwrotowego będą α, β, γ . W tym układzie, jak widzimy, kąty α, β i γ bardzo się różnią, czyli procentowy wlot przedzwrotowy ulega znacznym zmianom, zaś liniowy wlot przedzwrotowy jest stały, co może wpłynąć na rozbieganie się maszyny przy małym obciążeniu. Dlatego też układu tego stosować nie należy.

Jeżeli otwarcie kanału ma następować zawsze przy tem samym położeniu korby, czyli że kąt wlotu przedzwrotowego H ma pozostać stały, to musimy osiągnąć taką linię centralną, aby odsuwy suwaka przy każdym nastawieniu mimośrodów, równały się e w chwili, gdy korbę maszyny znajduje się o kąt α przed martwym położeniem odkorbowem. Wyobraźmy sobie więc korbę w położeniu OK. /rys. 274/, wówczas miejscem geometrycznym promieni wodzących mimośrodu będzie prosta PE równoległa do SS w odległości e. Rzeczywiście rzuty tych promieni na MPO - MPK, wyobrażające odsuwy suwaka, będą równe między sobą i równe e. Gdy teraz przesuniemy korbę maszyny do punktu MPO /rys. 275/, linja centralna związana zależnością geometryczną pochyli się względem MPO - MPK o kąt $\alpha - 90 - K$. Napełnienie 0,0% otrzymamy dla mimośradowości określonej punktem styczności RU z kołem zatoczonym promieniem $r_{\min} = e$ /zwykle ze względów praktycznych $r_{\min} < e$ /. Ponieważ kąt K nie zmienia się - procentowy wlot przedzwrotowy pozostaje stały, co widać z proporcjonalności trójkątów $\triangle O'VH_1$ i $\triangle OQ_1H_1$ /rys. 277/. Liniowy wlot przedzwrotowy ulega zmianom, co widać z rys. 275.

Wpływ linii centralnej na rozrząd pary najlepiej uwidacznia wykres Müllera - Reulaux. Robimy wykres przy linii centralnej dla stałego procentowego wlotu przedzwrotowego /rys. 276/. Przy projektowaniu należy wychodzić z wykresu dla napełnienia normalnego, tu ze względu na przejrzystość zaczynamy od napełnienia maksymalnego, znanego z wykresu parowego. Przyjmujemy więc r_{\max} αH dla wlotu, rysujemy napełnienie maksymalne, jakie ma dawać suwak, otrzymujemy prostą $W_1 \text{Exp}_{\max}$. Przyjmujemy, że $r_{\min} = e$, t. zn., że możemy dać 0,0% napełnienie, w rzeczywistości lepiej $r_{\min} < e$. Równoległe do $W_1 \text{Exp}_{\max}$ rysujemy linię S, S. Z wykresu parowego mamy kompresję CO, kreśląc przez punkt CO, równoległą do S, S, otrzymujemy punkt W_g , czyli wylot przedzwrotowy. Linja centralna dla procentowo równego wlotu przedzwrotowego wychodzi z punktu A, i musi być nachylona do S, S, o kąt K, czyli równoległą do linii OW_1 , aby zachować αH . Chcąc znaleźć wpływ linii centralnej przy innych napełnieniach badamy go przy mniejszej, dowolnie obranej Exp_2 . Ponieważ B, leży na dwusiecznej $\angle W_1C$, $O \text{Exp}_{\max}$, (\perp do $W_1O \text{Exp}_{\max}$) więc żeby znaleźć OB_2 , dzielimy αExp_2 OW_1 na połowę, dwusieczna ta przecina koło o promieniu $r_{\min} = e$ w punkcie N. Z punktu N, wystawiamy prostopadłą do linii NO, linja ta przecina linię $\text{Exp}_2 O$ w punkcie T, zaś W_1O w W_{12} . Przez środek kół

prowadzimy linję $S_2 S_2$ równoległe do $W_{12}T$, a w punkcie K styczną do koła o promieniu i również równoległe do $W_{12}T$, ta ostatnia w przecięciu z kołem o promieniu r , /celem utrzymania tej samej skali/. da nam punkty CO_2 i W_{y2} . Widzimy, że przy zmniejszeniu napełnienia powiększa się wylot przedzwrotowy i wzrasta kompresja. Praca użyteczna oddana przez maszynę zmniejsza się po stronie ekspansji i po stronie kompresji, dlatego przy regulatorku osiowym mamy dobrą regulację. Kompresja ma za granicę prężność admi-syjną pary.

Przecięcie $S_2 S_2$ z kołem o promieniu r_2 jest punktem A_2 linii centralnej. Ponieważ istnieje następująca zależność geometryczna $A_1O \perp B_1O, NO \perp A_2O$, więc linję centralną możemy rysować w ówierćkoło $MPOK$. Przy mimośrodkowości r , największe otwarcie kanału a_1 , przy r_2 zaś a_2 . Linją centralną jest prosta $B_1 B_2 B_3$. Odnosne kąty przodowania są $\delta_1, \delta_2, \delta_3$.

Linja centralna będąca prostą ma tę wadę, że kanał dopływowy mało się otwiera przy zmniejszającej się ekscentryczności. Celem uwidocznienia wpływu linii centralnej na odmyki rysowaliśmy ją w ówierćkoło $MPOK$, tu przecięcia linii centralnej z odpowiedniej ekscentryczności kołami dają wielkości kanału odmykowego $a_x = r_x - e$.

Wpływ linii centralnej w postaci krzywej na rozrząd pary.

Na wale F /rys. 278/ okliniona jest tarcza T i mimośród A o ekscentryczności r_s , na nim jest założony luźno mimośród B o ekscentryczności r_e . Na B znajdują się pokrywy, do których przymocowane są drążki suwakowe. Wskutek działania siły odśrodkowej ciężary C rozciągają sprężyny P i pokrecają B na mimośrodku A zmniejszając ekscentryczność wypadkową, którą ażeby znaleźć zataczamy z punktu M /środek mimośrodu A/ łuk promieniem r_e /rys. 279/, wówczas W_m jest mimośrodkowością maksymalną, zaś W_t - minimalną, linja mnt. - krzywą centralną. Wielkość mimośrodkowości maksymalnej i minimalnej ograniczona jest wielkością kątów, o jakie tarcze mimośrodu mogą się względem siebie ze względów konstrukcyjnych przesuwac.

Wykres. Dla przejrzystości wychodzimy tu, jak poprzednio z napełnienia maksymalnego /rys. 280/, choć przy projektowaniu należy zaczynać od normalnego napełnienia. Rysujemy $Exp. max.$ i W_1 , /z wykresu parowego/, łączymy te punkty i przez środek O prowadzimy równoległe do $Exp. max.$ W_1 linję S, S , przez punkt CO , /z wykresu parowego/ prowadzimy równoległą S, S i znajdujemy przysłonięcie. Analogicznie do poprzedniego dzielimy χ $Exp. max.$ o W_1 na połowę i znajdujemy punkt B. Przecięcie OB z prostą $W_1, Exp. max.$ jest punktem K, $OK = e$. Promieniem e zataczamy koło. Przyjmujemy $e_{min} < e$. Linja centralna przechodzi przez punkt B. Ponieważ odległości między

krzywą centralną, a kołem o promieniu e , odpowiadają największym odmykom, więc jej łuk musi mieć kierunek łuku zatoczonego promieniem r_e z okręgu r_{y_2} tak aby przechodził przez B. Przenosimy teraz Exp. 2 na koło i łączymy z punktem O, następnie z punktu Exp. 2 prowadzimy styczną do koła o promieniu e . Punkt O łączymy z punktem styczności L , a prostą OL przedłużamy do przecięcia z krzywą centralną w punkcie B_2 . OB_2 będzie promieniem koła. w przecięciu z którym prosta L Exp. 2 da punkt W_{12} . Widzimy z rys., że $H_2 > H$. Przez punkt a równoległe do W_{12} Exp. 2 prowadzimy linię S_2S_2 , zaś równoległe do S_2S_2 i stycznie do koła o promieniu i prostą, która da nam CO_2 i Wy_2 . Porównując wykres /5/ z wykresem /4/, dochodzimy do wniosku, że przy linii centralnej jako krzywej, odmyki kanałów przy zwiększającym się napełnieniu są większe, niż przy prostej linii centralnej. Projektując nową maszynę, należy uwzględnić rzeczywistą długość korbowodu. Wymiary suwaka winny być takie, by przy normalnem napełnieniu odmyk kanału był dość duży. Jeżeli regulator budujemy, musimy ^{się} zdecydować na krzywą centralną, o ile zaś sprowadzamy, musimy się przystosować do normalnych krzywych centralnych. Należy starać się o wyrównanie napełnienia z obu stron.

Jeden suwak tłokowy w połączeniu z regulatorem osiowym stosuje się u maszyn szybkochojących, gdzie chodzi o czuła regulację, np. u lokomobil. Wadą jest że ze zmianą ekspansji zmieniają się wszystkie punkty zasadnicze, zaletą jest bezpośrednie silne połączenie regulatora z suwakiem.

Dwa suwaki pod wpływem regulatora mają tę zaletę że zmiana jednego punktu parowego nie pociąga za sobą zmiany innych. Dwa suwaki są w oddzielnych skrzynkach. Konstrukcję tę, wprowadzoną przez prof. Doerfel'a z Pragi, stosuje się przy parze przegrzanej. Obecnie mało spotykana konstrukcja. Para tu robi duże zakręty. Suwak ekspansyjny winien dawać wprawdzie wlot przedwrotowy, niż rozdzielczy.

Sprawdzanie dławienia pary.

Chocąc sprawdzić dławienie pary, należy wykreślić elipsę suwakową, lub krzywą dławienia. Można to skutecznie dla nieskończonego długiego korbowodu, wówczas znajdziemy średnią wartość dławienia po stronie korbowej i odkorbowej. Jeżeli założymy $L = \infty$ i wykreślimy półkoło o promieniu równym połowie skoku /rys. 281./, to poszczególne rzędne tego półkoła przedstawiają prędkości tłoka w odpowiednich położeniach.

W środkowym położeniu mamy $C_{max} = \sqrt{\frac{S \cdot \omega \cdot n}{60}}$, S - skok, n - ilość obro-

tów na minutę.

Z rys. 281. widać, że począwszy od MP prędkość początkowo wzrasta bardzo szybko, a później wolniej, przy 10% np. jest 0,6 c_{max} .

Chcąc sprawdzić dławienie, obliczamy $c_{max} = \frac{S \cdot \eta \cdot n}{60}$ i kreślimy krzywą /rys. 282/, przy czym skok jest w skali 2 : 1.

O ile chodzi o przekrój kanału, to $f_{c_{max}} = \frac{F \cdot c_{max}^2}{V_{c_{max}}}$, gdzie F - pole tłoka, c_{max} - maksymalna prędkość tłokowa, $V_{c_{max}}$ - prędkość wlotowa pary, która dla pary nasyconej wynosi 50 - 60 m/sec, zaś 70 - 80 m/sec - dla przegrzanej. Na podstawie tego wzoru i krzywej /rys. 282/, obliczamy

poszczególne przekroje odemknięte kanałów f_x , lub też poszczególne odmyki a_x , gdyż wiemy, że wysokość kanału $h = 0,6 \div 0,85 D$ jest stała, więc $a_{max} = \frac{F \cdot c_{max}^2}{h \cdot V_{c_{max}}}$, zaś $a_x = \frac{F \cdot c_x}{h \cdot V_{c_{max}}}$, gdzie c_x jest to prędkość

tłokowa w danym punkcie.

Żeby sprawdzić dławienie, rysujemy w wykres rzeczywiste odmyki, względnie rzeczywiste wolne przekroje/ znalezione z wykresu Müller'a, Reulaux lub Zeuner'a i otrzymujemy /rys. 283/ krzywą omT , wyobrażającą krzywą rzeczywistych wolnych przekrojów f_x , lub odmyków a_x /oczywiście skala tych odmyków jest różna/. Krzywa $onke$ jest krzywą koniecznych odmyków, czy też wolnych przekrojów, przy których niema dławienia. W danym wypadku dławienie zaczyna się w punkcie T.

U maszyn suwakowych miast wyliczania f_x lub a_x , można zastosować metodę graficzną, t.zw. elipsę suwakową. Rysujemy wykres, jak na rys. 283., gdzie a lub f obliczone według wyżej danych wzorów, otrzymujemy na rys. 284. krzywą mnt . - $a_x = \frac{F \cdot c_x}{h \cdot V_{c_{max}}}$, w środku jest a_{max} . Od linii mt .

odkładamy w tej samej skali przysłonięcie e , znajdujemy punkt O i wykreślamy koło o średnicy mt . Obok rysujemy wykres Müller'a, lub Reulaux, w którym $r = a + e$. Obwody obu kół dzielimy na jednakową ilość równych części, np. 12, wychodząc z martwego położenia /MP/. W odległości i od linii przechodzącej przez punkt O prowadzimy równoległą do niej, następnie pod nią, obierając ją za podstawę odmyków $a_x = \frac{F \cdot c_x}{h \cdot V_{c_{max}}}$, $V_{c_{max}}$ - prędkość wylotowa pary. Następnie prowadząc przez punkty 1, 2, 3 kół Müller'a, względnie Reulaux proste poziome, zaś przez punkty 1', 2', 3' proste pionowe, na przecięciu odpowiednich prostych otrzymamy punkty elipsy suwakowej.

Dławienie dla wlotu zaczyna się w punkcie F, dla wylotu w punkcie S.

MECHANIZMY DO NAPĘDU WENTYLI / STAWIDŁA /

Mechanizmy do napędu wentyli dają się naogół korzystnie przeprowadzić, gdyż każdy wentyl ma swój własny napęd, nie związany z napędem wentyli pozostałych. Układy napędu najczęściej stosowane widzimy na rysunkach 285 i 286. Ruch przenosimy z wału głównego przy pomocy pary kół stożkowych N i H na wał sterujący w , stąd zaś przy pomocy mimośrodków i drążków g do wentyli.

Konstrukcja na szkicu 285 ma tę wadę, iż odległość k wału sterującego od osi maszyny wypada za duża i gdy układ kół stożkowych obrócimy, tak jak to wskazuje szkic 286, odległość ta się zmniejsza, lecz zato konstrukcja ta daje trudności przy zaprojektowaniu skrzynki okalającej koła stożkowe /z blachy lub w razie masowej produkcji - z żelaza lanego/ i doprowadzeniu do niej oliwy. Często dla zmniejszenia odległości k - stosuje się też przez pary kół stożkowych jeszcze jedną parę kół zębatach czółowych, stosując przeniesienie 3:2 i 2:3. W tym wypadku zatem ruch przenosi się z wału głównego na wał pomocniczy W_1 , a stąd dopiero na wał sterujący H .

Wał sterujący w musi być ustalony w łożysku L_1 , położonym tuż za kołem stożkowym, by zapewnić prawidłowy styk zębów; z przyczyny więc zmian temperatury podczas pracy maszyny wał ten wydłużając się, mógłby powodować przesuwanie się mimośrodków i skreślenie całego mechanizmu napędowego; by tego uniknąć, wał sterujący dzielimy i w T dajemy sprzęgło umożliwiające drobne ruchy osiowe; oczywiście wówczas część prawa wału musi być samodzielnie ustalona. Konstrukcja ta daje ułatwienia montażowe.

Koła stożkowe robi się zwykle z lanego żelaza; jedynie u maszyn wyciągowych, gdzie aparat bezpieczeństwa jest uruchamiany też od wału sterującego - robi się koła ze stali lanej / ze względu na bezpieczeństwo życia/.

By praca zębów była możliwie cicha należy stosować zęby o małej podziałce; dalej zęby muszą być frezowane, zaś koło H , umieszczone na wale sterowniczym robi się często w tym celu wewnątrz próżne i wylewa betonem lub gipsem /rys. 287/ /przy wylewaniu gipsem uważać, gdyż gips przy zastyganiu rozszerza się i może powodować ewentualne pęknięcie koła./.

Ze względów na demontaż koło N powinno być dwudzielne. By odległość k wypadła mała nadaje się kołu N specjalny kształt/ możliwie małe wymiary/. W tym celu połączenie obu połówek wykonywa się przy pomocy śruby sztyftowej u wkręconej w jedną połówkę koła zaś z drugą połączoną przy pomocy klina k_1 ; uważać należy, by klin ten nie wyszedł na powierzchnię stożka, gdyż to osłabia konstrukcję.

Stosowania kół ślimakowych do napędu wałka stawidłowego należy unikać, ze względu na duże koszty wykonania i szybkie zdzieranie się zębów, gdy zaś wyjątkowo go się stosuje - należy przewidzieć taki układ, by ślimak był całkowicie połączony w oliwie.

Wspomnieć należy też na tem miejscu o układzie napędu systemu SZTUMPPA, w którym drążek mimośrodowo napędza bezpośrednio wentyle /rys. 288/. Konstrukcję tę stosuje się w połączeniu z regulatorem osłowym. Wykonanie jest tańsze, lecz na ogół regulacja wentyli nie da się tak korzystnie rozwiązać.

PODZIAŁ STAWIDEŁ.

I. Stawidła wodzone.

a/ z niezmiennym rozrzedem pary

b/ ze zmiennym " " / napelnienie

a/ i b/ z użyciem sprężyny w mechanizmie wentylowym

c/ bez użycia sprężyny

II. Stawidła wychwytowe.

Przy stawidłach wodzonych wentyl jest stale połączony z mechanizmem napędowym, podczas gdy u stawideł wychwytowych wentyl, w okresie zamykania, odłącza się od mechanizmu zewnętrznego, a zamykanie uskutecznia wtedy sprężyna.

Ia. Stawidła wodzone z niezmiennym rozrzedem pary.

Stosuje się je do cylindrów nisko-prężnych i do uruchomienia wentyli wypustowych w cylindrach wysoko-prężnych.

Znany 4 typy tego rodzaju stawideł:

1/ Tarcze nieokrągłe

2/ Stawidła biegunowe

3/ Stawidła z krzywizną

4/ Stawidła z kierownicami

Najwięcej rozpowszechnione są stawidła z krzywizną, bo nadają się do maszyn szybkobieżnych i są tanie w wykonaniu.

1/ Tarcze nieokrągłe.

Na rys. 289 mamy szkic układu napędu wentyli w wypadku stosowania tarczy nieokrągłej. Wał sterowniczy W zaopatrzony jest w występy a b c d dla wpustu i a_1 b_1 c_1 d_1 dla wypustu; przy obrocie w kierunku strzałki występ uderza o rolkę k przez co dźwignie H odchyla się naczekło punktu w_1 na lewo i podciąga za sobą drążek D , ten zaś przez pośrednictwo dźwigienki E unosi wentyl wpustowy do góry; oczywiście krzywizna ab będzie odpowiadała otwieraniu, cd - zamykaniu