Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI
PROFESOR POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

STAWIDŁA MASZYN PAROWYCH

Część I

STAWIDŁA SUWAKOWE

WARSZAWA, 1926

Nakładem Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

S. 69
S. 87
S.05

7728/1-2

Wszelkie prawa przedruku
i tłumaczeń zastrzeżone.

621-52 : 621.11

230/57

Drukarnia Techniczna Sp. Akc., Warszawa, Czackiego 3/5.

Tłokowe maszyny parowe odgrywają jeszcze dziś jako silniki o małej i średniej mocy bardzo dużą rolę, bo tworzą najliczniejszą grupę silników cieplnych. Ponieważ zrozumienie działania i projektowanie stawideł maszyn parowych, które są jedną z najważniejszych ich części, sprawia zwykle duże trudności studentowi mechaniki, a czasem nawet inżynierowi, przeto opracowałem ten temat, wydając na razie część I: „Stawidła suwakowe".

W części tej umieszczone są wszystkie podstawowe wiadomości, potrzebne również do projektowania stawideł zaworowych i nawrotnych.

Za współpracę, w szczególności za zaprojektowanie i wykonanie rysunków składam na tem miejscu najserdeczniejsze podziękowanie pp. inżynierom: Oskarowi Ogurkowi, Michałowi Dembińskiemu i Antoniemu Zozulińskiemu, asystentom Politechniki Warszawskiej.

AUTOR.

Warszawa, w kwietniu 1926 r.

TREŚĆ.

		str
§ 1.	Zadanie stawideł.	7
§ 2.	Rozrząd pary.	10
§ 3.	Wolne przekroje przepływowe.	20
§ 4.	Rodzaje stawideł.	23
§ 5.	Warunki, jakim stawidło winno zadość uczynić	24
§ 6.	Wykres zasadniczy ruchów suwaka	27
§ 7.	Wykres suwakowy Mueller'a	30
§ 8.	Wykres suwakowy Reuleaux'a	34
§ 9.	Wykres suwakowy Zeuner'a	38
§ 10.	Przykład obliczenia wymiarów suwaka płaskiego	42
§ 11.	Wpływ rzeczywistej długości korbowodu na rozrząd pary, względnie na stawidła.	43
§ 12.	Wpływ rzeczywistej długości drążka mimośrodu.	48
§ 13.	Konstrukcja suwaka płaskiego.	49
§ 14.	Przykład projektowania suwaka płaskiego.	55
§ 15.	Zalety i wady suwaka płaskiego.	62
§ 16.	Suwak Trick'a. (Z przykładem liczbowym).	63
§ 17.	Suwak Penn'a.	67
§ 18.	Suwak Trick'a z przewodem dla przypływu pary.	71
§ 19.	Suwak Weiss'a.	72
§ 20.	Suwak Hochwald'a.	73
§ 21.	Suwaki częściowo odciążone.	74
§ 22.	Suwaki całkowicie odciążone.	76
§ 23.	Kąt oklinienia mimośrodu.	89
§ 24.	Mechanizm napędzający suwaki pojedyncze	92
§ 25.	Suwaki podwójne.	99
§ 26.	Suwak Meyer'a.	100
§ 27.	Przykład projektowania suwaka Meyer'a.	108
§ 28.	Suwak Guhrauer'a.	112

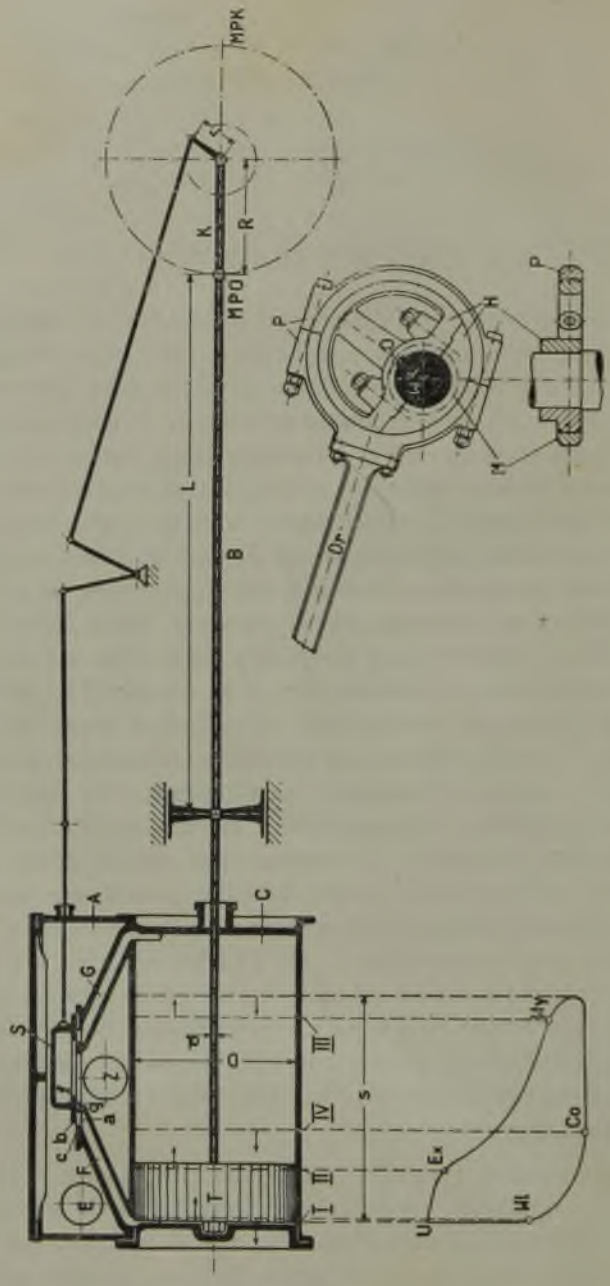
§ 29. Suwak Rider'a. 113
§ 30. Przykład projektowania suwaka Rider'a. 125
§ 31. Dzielone suwaki płaskie i tłokowe. 129
§ 32. Stawidła Corliss'a. 130
§ 33. Suwaki pojedyńcze dla zmiennego rozrządu pary. . . . 144
§ 34. Suwaki podwójne w połączeniu z regulatorem osiowym. . . 153
§ 35. Badanie dławienia pary. 156
§ 36. Przykład projektowania suwaka tłokowego dla zmiennego rozrządu pary. 159
§ 37. Główne wymiary wykonywanych regulatorów osiowych. . . 166

§ 1. ZADANIE STAWIDEŁ.

W tłokowej maszynie parowej ciśnienie pary działa na znajdujący się w zamkniętym cylindrze tłok, wprawiając go w ruch posuwisty naprzód i wstecz. Dopływ pary świeżej do cylindra i odpływ jej po wykonaniu pracy musi być tak uskuteczniony, aby para wykonywała w cylindrze obieg zamierzony, który posiada w wykresie indikatora cztery charakterystyczne punkty rozrządu pary (rys. 1), mianowicie: wlot przedzwrotowy *Wl*, początek rozprężania czyli ekspansji *Ex*, wylot przedzwrotowy *Wy* i początek sprężania czyli kompresji *Co*. Dopływ pary świeżej do cylindra rozpoczyna się w punkcie *Wl* i kończy się w punkcie *Ex;* — odpływ pary z cylindra rozpoczyna się w punkcie *Wy* i kończy się w punkcie *Co;* — w okresie *Ex—Wy* odbywa się rozprężanie zamkniętej w cylindrze pary świeżej, a w okresie *Co—Wl* odbywa się sprężanie pozostałej w cylindrze pary; — okres od punktu *U* aż do punktu *Ex* nazywamy napełnieniem cylindra. Organem, który steruje dopływ i odpływ pary z cylindra stosownie do wymaganego obiegu pracy pary w cylindrze, jest s t a w i d ł o, umieszczone w skrzynce względnie w skrzynkach, połączonych kanałami z cylindrem.

Z a d a n i e m s t a w i d e ł w t ł o k o w y c h m a s z y n a c h p a r o w y c h j e s t w i ę c u s k u t e c z n i a n i e z a m i e r z o n e g o r o z r z ą d u p a r y (sterowanie dopływu i odpływu pary z cylindra), uwidocznionego w wykresie indikatora, który to wykres projektuje się dla obliczenia średnicy cylindra i skoku tłoka maszyny.

Spełnianie przez stawidło swego zadania można najlepiej wytłumaczyć, opisując działanie zwykłego suwaka płaskiego, który jest najprostszem stawidłem. Na rys. 1 widzimy schematycznie przedstawioną tłokową maszynę parową, posiadającą cylinder *C*, tłok *T*, skrzynkę suwakową *A*, suwak *S*, korbę *K*, kor-



Rys. 1.

bowód *B* o długości *L*; maszyna posiada skok *s* = 2R, a suwak *S* jest uruchamiany zapomocą mechanizmu przez mimośród *M*, posiadający mimośrodowość *r*. Działanie mimośrodu jest oznaczone działaniem korby, osadzonej na wale, a posiadającej promień *r*. Ponieważ jednak napęd suwaka zwykle nie znajduje się przy końcu wału maszyny, przeto zastępuje się korbę mimośrodem, aby uniknąć konieczności stosowania wygięcia (wykorbienia) wału. Mimośród składa się z umocowanej na wale tarczy *H* o kształcie koła, której środek *O* jest oddalony od środka wału *W* o odległość *r*, zwaną mimośrodowością. Na tarczy znajdują się pokrywy *P*, do których przytwierdzony jest drążek mimośrodu D_r, służący do napędu stawidła. Para świeża dopływa rurą *E* do skrzynki suwakowej, którą łączą z cylindrem kanały *F* i *G*.

Gdy tłok *T* w drodze powrotnej (na rysunku bieg tłoka w lewo) zbliża się do tylnej pokrywy cylindra, czyli do swego martwego położenia odkorbowego, to przy położeniu tylnej krawędzi tłoka w płaszczyźnie *I* rozpoczyna się wlot przedzwrotowy *Wl* (w wykresie) pary świeżej do cylindra, czyli wtedy krawędź *b* suwaka *S*, posuwającego się naprzód (na rysunku w prawo), znajduje się nad krawędzią *c* gładzi suwakowej cylindra. Tłok biegnie dalej wstecz, a suwak naprzód; — skutkiem tego przy martwem położeniu odkorbowem tłoka, gdy korba maszyny znajduje się w martwem położeniu odkorbowem *M.P.O.*, krawędź *b* jest oddalona od krawędzi *c* o pewną nieznaczną długość, czyli kanał *a* jest już częściowo otwarty; — odległość wspomnianą pomiędzy krawędziami *b* i *c*, wyrażoną w milimetrach, nazywamy „linijnym wlotem przedzwrotowym". Po dojściu tłoka do martwego położenia odkorbowego, tłok i suwak posuwają się naprzód. Gdy suwak otworzył całkowicie kanał *a*, zawraca i biegnie wstecz, przyczem krawędź jego *b* dochodzi do krawędzi *c*, odcinając dalszy dopływ pary świeżej do cylindra. W tej chwili rozpoczyna się w cylindrze rozprężanie (w wykresie punkt *Ex* = ekspansja) pary, którą został napełniony, a tylna krawędź tłoka znajduje się wtedy przy biegu naprzód w płaszczyźnie II. Tłok biegnie dalej naprzód, a suwak wstecz; — gdy krawędź *f* suwaka dojdzie do krawędzi *g* gładzi suwakowej cylindra, to zaczyna się wylot pary z cylindra do rury wylotowej *Z* przy położeniu tłoka w płaszczyźnie III (w wykresie wylot przedzwrotowy *Wy*). Gdy tłok doszedł do swego martwego położenia kukorbowego i korba ma-

szyny znajduje się w *M.P.K.*, wtedy krawędź *f* jest już dość znacznie przesunięta w lewo względem krawędzi *g;* — wielkość tego otwarcia nazywamy „linijnym wylotem przedzwrotowym". Tłok nawraca, biegnie wstecz, wypychając z cylindra parę przez kanał *a* do rury wylotowej Z. Suwak, po całkowitem otwarciu kanału *a* dla wylotu pary, nawraca również, rozpoczynając bieg naprzód, przy którym krawędź *f* dochodzi do krawędzi *g*. W tej chwili rozpoczyna się sprężanie pozostałej w cylindrze pary przez poruszający się wstecz tłok (tylna krawędź tłoka przy IV, w wykresie punkt *Co* = kompresja). Dopiero gdy suwak w dalszej swej drodze naprzód zajmie położenie, przy którem krawędź *b* stanie nad krawędzią *c*, to rozpoczyna się znów wlot przedzwrotowy, od którego rozpoczęliśmy opis działania suwaka.

Obieg przedstawiono dla strony odkorbowej cylindra; — jeśli maszyna jest obustronnego działania, jak większość tłokowych maszyn parowych, to para wykonywa po stronie kukorbowej cylindra, zwanej także stroną przednią, taki sam obieg, jednakże poszczególne okresy obiegu są względem tychże po stronie odkorbowej przesunięte o 180° kąta korbowego, więc np. w czasie napełnienia cylindra po stronie kukorbowej odbywa się wylot pary po stronie odkorbowej.

Chcąc należycie zrozumieć działanie tłokowej maszyny parowej, trzeba równocześnie uwzględniać położenie tłoka i suwaka oraz w danej chwili panujące w cylindrze ciśnienie pary.

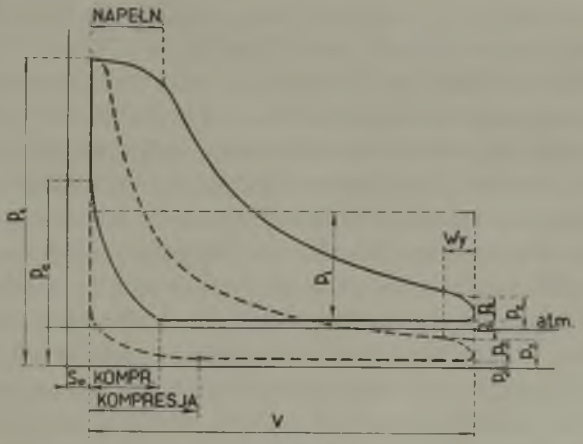
§ 2. ROZRZĄD PARY.

Wielkość napełnienia, kompresji, wylotu i wlotu przedzwrotowego wyrażamy w procentach objętości skokowej cylindra, np. jeśli objętość skokowa *V* (rys. 2) (*V*=przekrój tłoka pomnożony przez skok) w wykresie indikatora wynosi 100 mm, a długość napełnienia — 18 mm, to maszyna pracuje z napełnieniem 18%.

Również przestrzeń szkodliwą, oznaczoną w wykresie przez s_o, wyrażamy w procentach objętości skokowej *V*. Przestrzenią szkodliwą nazywamy objętość przestrzeni, ograniczonej przy martwem położeniu korby przez tłok i organ sterujący przy zamkniętym dopływie i odpływie pary. Przestrzeń ta jest dlatego szkodliwą, ponieważ trzeba ją dopełniać parą świeżą, a para

wypełniająca ją wykonywa pracę tylko w okresie ekspansji, a nie wykonywa pracy w czasie napełnienia.

Większe znaczenie od przestrzeni szkodliwej posiadają p o w i e r z c h n i e s z k o d l i w e, ograniczające przestrzeń szkodliwą. Para świeża styka się podczas swego wlotu do cylindra z temi chłodniejszemi ściankami, skutkiem czego część jej skrapla się. Różnica pomiędzy zużyciem pary, obliczonem z wykresu indikatora, a rzeczywistem zużyciem, wynosząca 15% do 30%, polega przeważnie na wstępnem skraplaniu się pary. Ostatnie można znacznie zmniejszyć (całkowite usunięcie jest niemożliwe) przez ogrzewanie pokryw cylindra parą dolotową, w szczególności płynącą, oraz przez zasilanie cylindra parą przegrzaną.



Rys. 2.

Szkodliwe powierzchnie są bardzo duże w maszynach suwakowych, a skraplanie wstępne powiększa się, jeśli para świeża dopływa do cylindra tą samą drogą, którą uchodzi z niego para wylotowa.

Rozważmy teraz przyczyny, dla których urzeczywistniamy opisany w poprzednim paragrafie rozrząd pary, oraz — wybór wielkości poszczególnych okresów rozrządu i dopuszczalne zmiany wybranych charakterystycznych punktów rozrządu pary, więc zmiany *Wl*, *Ex*, *Wy* i *Co*.

A) Napełnienie.

Dla obliczenia średnicy i skoku tłoka maszyny parowej, mającej pracować z liczbą obrotów *n* na minutę, musimy za-

projektować wykresy indikatora, które dawałyby takie średnie ciśnienie indikowane p_i (rys. 2), aby maszyna mogła wytwarzać wymaganą moc. W zależności od wielkości obciążenia, które maszyna musi przezwyciężyć, a które w praktyce często zmienia się, rozróżniamy:

a) moc normalną, która odpowiadać powinna najczęściej zachodzącemu obciążeniu maszyny; — przy tem obciążeniu powinno być zużycie pary na jednostkę mocy najmniejsze;

b) stałą moc największą, którą maszyna może bez przerwy wytwarzać długotrwale w razie zapotrzebowania;

c) przejściową moc największą, którą maszyna może wytwarzać tylko przez krótki przeciąg czasu (np. pół godziny), ze względu na nadmierne zużywanie się poszczególnych części maszyny, względnie nadmierne rozgrzewanie się ich;

d) moc mniejszą od normalnej.

Średnie ciśnienie indikowane p_i musi dostosować się więc do każdorazowego obciążenia maszyny. Ponieważ przeważnie nie zmieniają się, lub też bardzo mało zmieniają się wlot i wylot przedzwrotowy oraz kompresja, przeto zmiana p_i może być osiągnięta przez zmianę wysokości ciśnienia dolotowego p_1 przy zachowaniu stałego napełnienia, lub też przez samoczynną zmianę wielkości napełnienia przy stałem ciśnieniu dolotowem p_1.

Jeśli maszyna posiada stawidło, nie dozwalające zmiany napełnienia w czasie jej biegu, to wymiary główne maszyny należy tak oznaczyć, aby wytwarzała ona przy wybranem stałem napełnieniu cylindra i przy całkowitem ciśnieniu dolotowem pary p_1 wymaganą największą moc przejściową; — przy wszystkich innych obciążeniach maszyny następuje zmiana średniego ciśnienia indikowanego p_i przez ręczne nastawienie mniejszego napełnienia w czasie postoju maszyny lub przez samoczynne dławienie ciśnienia dolotowego pary w czasie jej ruchu. W ostatnim wypadku zwiększa się znacznie zużycie pary, potrzebnej do wytworzenia jednostki mocy, t. j. 1 konia mechanicznego w czasie 1 godziny (1 *KMh*) i nie czyni się zadość wymaganiu, że zużycie pary na jednostkę mocy ma być najmniejsze przy najczęściej zachodzącem obciążeniu.

Celem osiągnięcia ostatnio wymienionego warunku, stosuje się przeważnie stawidła, które dozwalają zmiany wielkości napełnienia w ruchu silnika. W tym wypadku trzeba zaprojektować wykres indikatora z napełnieniem, które zapewnia możliwie

najmniejszy rozchód pary na 1 *KMh*, i na podstawie znalezionego p_i oznaczyć średnicę i skok tłoka dla mocy normalnej silnika. Napełnienie to nazywamy normalnem, a stosujemy je ze względów ekonomicznych, aby zużycie paliwa, potrzebne do wytworzenia jednostki mocy, było możliwie małe. Warunkowi temu czyni się zadość, jeśli ciśnienie p_s stanowiące różnicę pomiędzy ciśnieniem p_s przy końcu ekspansji pary w cylindrze a przeciwprężnością p_o, z którą para uchodzi z cylindra, nie jest zbyt duże, mianowicie przeważnie stosuje się przy normalnem obciążeniu maszyny:

$p_s = 0{,}35$ do 0,6 w maszynach, pracujących z kondensacją,

$p_s = 0{,}4$ do 0,8 w maszynach, pracujących z wydmuchem.

Czasami trzeba zastosować większe ciśnienie p_s od powyżej podanego, mianowicie:

a) jeśli zależy na zmniejszeniu kosztów budowy maszyny, bo im większe ciśnienie p_s, to tem większe jest przy tem samem ciśnieniu dolotowem średnie ciśnienie indikowane p_i, skutkiem czego tłok otrzymuje mniejszą średnicę i mniejszy skok, przez co maszyna wymaga mniej materjału i mniej obróbki,

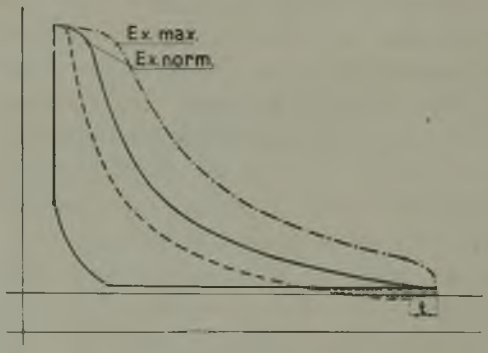
b) jeśli otrzymuje się zbyt małe napełnienie cylindra, którego nie mogłyby należycie sterować stawidła.

Używanie zbyt małego ciśnienia p_s przy normalnem napełnieniu nie jest wskazane. Gdyby bowiem krzywa rozprężania przechodziła w linję przeciwprężności (rys. 3), to cylinder musiałby otrzymać dla tej samej mocy normalnej większe wymiary, czyli koszty budowy silnika byłyby większe, a polepszenie wyzyskania pary odbywałoby się na koszt sprawności mechanicznej, gdyż na drodze t tłok nie oddawałby pracy. Oprócz tego, przy nieznacznie mniejszem napełnieniu od normalnego powstawałaby w wykresie indikatora pętlica (rys. 3, wykres kreskowany), przedstawiająca pracę ujemną maszyny, skutkiem której zużycie pary na jednostkę mocy znacznie wzrasta; — w ogólności należy unikać wykresów pracy tego rodzaju, ponieważ silniki bardzo często pracują z mniejszem obciążeniem od normalnego.

Na podstawie ustalonego w wykresie indikatora napełnienia normalnego projektuje się wymiary i napęd stawidła, lecz równocześnie stawidło musi dozwolić nastawienia ręcznie lub zapomocą samoczynnie działającego regulatora w czasie ruchu maszyny znacz-

nie większych i znacznie mniejszych napełnień, aby silnik mógł bez zarzutu pracować w szerokich z góry określonych granicach obciążenia.

N a j w i ę k s z e n a p e ł n i e n i e (rys. 3. Ex_{max}) cylindra, którego nastawienie dozwalać musi stawidło, winno być tak duże, aby silnik wytwarzał wymaganą największą moc przejściową przy pewnej liczbie obrotów na minutę. Aby temu warunkowi zadość uczynić, trzeba w niektórych wypadkach powiększyć średnicę cylindra, ustaloną na podstawie zaprojektowanego dla obciążenia normalnego wykresu indikatora, skutkiem czego zmniejsza się przy normalnem obciążeniu napełnienie i ciśnienie p_s. W ogólności buduje się obecnie maszyny parowe mniej przeciążalne niż dawniej, mianowicie największa moc przejścio-



Rys. 3.

wa jest zwykle tylko o 50%, a czasem i mniej, większa od normalnej, aby módz wykonać mechanizm maszyny lżejszy, a zatem i tańszy. Dopuszczalność bardzo dużych napełnień, dochodzących aż do 95%, jest jedynie wymaganą w maszynach nawrotnych, jak np. w maszynach wyciągowych, walcowniczych, lokomotywowych i okrętowych, ponieważ silnik tego rodzaju musi ruszać z miejsca pod pełnem obciążeniem w każdem położeniu korby maszyny. Potrzebne w każdym wypadku największe napełnienie należy obliczyć przy projektowaniu silnika.

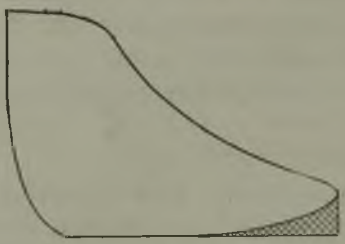
N a j m n i e j s z e n a p e ł n i e n i e cylindra, dopuszczalne przez stawidło, musi dać pewność, że silnik nie rozbiega się przy zupełnem jego odciążeniu; — ustala go się zależnie od oporów własnych silnika, względnie z dołączeniem oporów nierozerwal-

nie z wałem lub z drągiem tłokowym silnika połączonych. Jeśli wspomniane opory są bardzo małe, to najmniejsze napełnienie powinno wynosić 00%, t. j. stawidło nie powinno wogóle dozwalać dopływu pary świeżej do cylindra, — jeśli są one dość duże, to można dopuścić jako najmniejsze napełnienie 0%, t. j. stawidło wpuszcza parę świeżą do cylindra w czasie od *Wl* aż do martwego położenia korby *M. P.*, a w niektórych wypadkach aż do 4% napełnienia, np. jeśli z drągiem maszyny parowej jest bezpośrednio połączony drąg napędzanej przez nią pompy tłokowej. Dodać jeszcze należy, że w maszynach o podwójnem i potrójnem rozprężaniu pary stosuje się zwykle niezmienne napełnienie w cylindrze niskoprężnym, a tylko w niektórych wypadkach stawidła dozwalające ręcznej zmiany napełnienia. Samoczynna zmiana napełnienia w cylindrze niskoprężnym jest jednakże bezwzględnie konieczną w maszynach, z których pobiera się do celów grzejnych lub fabrykacyjnych część pracującej w silniku pary z przelotni, znajdującej się pomiędzy cylindrem wysokoprężnym i niskoprężnym.

B. Wylot przedzwrotowy.

Wylot przedzwrotowy ma na celu wyrównanie ciśnienia pary, panującego w cylindrze przy końcu ekspansji, z przeciwprężnością p_o przy małych prędkościach tłoka, czyli osiągnięcie ciśnienia p_o już przy martwem położeniu tłoka, oraz ma przygotować dostateczne przesunięcie organu sterującego dla odpływu reszty pary tuż za martwem położeniem tłoka, gdy prędkość tłoka zaczyna szybko wzrastać. Zapomocą pewnych stawideł, które leniwie, t. j. bardzo wolno otwierają, trudno osiągnąć pożądany wynik, a wtedy powstają wadliwe wykresy indikatora, w których strata pracy uwidocznia się zakreskowanem na rys. 4 polem. Im większa jest liczba obrotów silnika, im większa jest prędkość pary przy przepływie przez kanały wylotowe, tem większy trzeba zastosować procent wylotu przedzwrotowego, czyli dłuższy czas jego trwania, aby wyrównanie ciśnień mogło nastąpić w pożądanym okresie przez odpływ już przed martwem położeniem tłoka możliwie dużej ilości pary z prędkością, odpowiadającą większej różnicy pomiędzy ciśnieniem pary w cylindrze, począwszy od *Wy*, a przeciwprężnością p_o. Ilość pary, która musi przed i przy martwem położeniu tłoka odpływać z cylindra, wynosi przy pracy z kon-

densacją około 80% całkowitej ilości pary, a przy wolnym wydmuchu tylko około 50% do 60%; — z tej przyczyny trzeba przy pracy z kondensacją stosować większy procent wylotu przedzwrotowego. Z podobnych przyczyn trzeba także w maszynach, pracujących z przeciwprężnością znacznie większą od 1 atm. abs., stosować duży wylot przedzwrotowy, bo para wychodząca z cylindra płynie zwykle do celu przeznaczenia w dłuższych rurach, w których musi posiadać pewną prędkość; — ponieważ odpływ pary z cylindra nie jest jednostajny, tylko następuje z przerwami pomiędzy jedną a drugą stroną cylindra, przeto konieczna jest większa różnica pomiędzy ciśnieniem przy wylocie przedzwrotowym a przeciwprężnością, aby módz nadać parze wylotowej dostateczną szybkość bez powodowania strat podanych w wykresie rys. 4.



Rys. 4.

Jako średnie wartości wylotu przedzwrotowego, najczęściej używane w maszynach, pracujących z mniejszą liczbą obrotów od 150 na minutę, można podać następujące:

a) w cylindrach wysokoprężnych i średnioprężnych maszyn o kilkakrotnem rozprężaniu pary: $Wy = 3\%$ do 6%,

b) w cylindrach niskoprężnych maszyn o kilkakrotnem rozprężaniu pary i w maszynach jednocylindrowych: $Wy = 5\%$ do 10% przy pracy z wydmuchem, natomiast: $Wy = 8\%$ do 15% przy pracy z kondensacją i pracy z dużą przeciwprężnością.

W maszynach szybkobieżnych stosuje się $Wy = 12\%$ do 20%. Również przy stawidłach, które równocześnie ze zmianą napełnienia zmieniają wylot przedzwrotowy, niechętnie przekracza się 20% największego wylotu przedzwrotowego, gdyż za wielki jego procent powoduje straty, zmniejszając w wykresie indikatora pole pracy.

Przeciwprężność p_o wynosi w normalnych maszynach wydmuchowych 0,1 do 0,15 atm nadc., a w maszynach kondensacyjnych 0,15 do 0,2 atm abs. Wielkość tego ciśnienia zależy głównie od ustroju stawideł i od prędkości pary w kanałach wylotowych oraz od wielkości napełnienia; — przy dużem napełnieniu powiększa się przeciwprężność.

C) Kompresja.

Kompresję stosuje się ze względów mechanicznych jak i termodynamicznych.

Pod względem mechanicznym kompresja przeciwdziała skutecznie uderzeniom w mechanizmie korbowym i w łożach głównych maszyny, które mogłyby zachodzić przy raptownej zmianie nacisku tłoka, gdyż z powodu kompresji następuje powolne przejście przeciwprężności p_o do ciśnienia pary wlotowej p_1. Wprawdzie obecnie nie podziela się zapatrywania Radinger'a (Radinger — „Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit" r. 1892), że zmiana nacisku tłokowego ma następować przy martwem położeniu lub też bezpośrednio po takowem, co wymagałoby zastosowania takiej kompresji, aby jej ciśnienie końcowe p_c równało się ciśnieniu pary, działającemu po drugiej stronie tłoka, z dodaniem nacisku mas mechanizmu, — tylko dąży się do osiągnięcia zmiany nacisku tłoka w większej odległości od martwego położenia, przed lub za takowem. Wynik tego rodzaju można osiągnąć w poszczególnym wypadku tak zapomocą niezbyt wysokiej jak i dużej kompresji. Naogół duża kompresja jest ze względów mechanicznych pożądana w maszynach, pracujących z wielką liczbą obrotów i z wielką prędkością tłoka, aby osiągnąć należyte przeciwdziałanie naciskowi mas mechanizmu. Także maszyny pracujące z kondensacją muszą posiadać znacznie większy procent kompresji od maszyn pracujących z wydmuchem, jeśli w obydwóch wypadkach nie mają zachodzić uderzenia w mechanizmie; — skutkiem tego trzeba maszyny, które mają módz pracować tak z kondensacją jak i z wydmuchem, zaopatrywać w stawidła, dozwalające nastawienia wielkości kompresji w szerokich granicach w czasie postoju silnika.

Wysokie ciśnienie kompresyjne p_c wywiera pod względem mechanicznym także dodatni skutek na stawidła wewnętrzne (suwaki, kurki, zawory wlotowe), gdyż powoduje częściowe ich odciążenie tuż przed chwilą otwarcia. Dokładnego rozwa-

żenia dopuszczalnego ciśnienia kompresyjnego wymagają jednakże odciążone stawidła wewnętrzne, aby nie dopuścić do otwierania stawidła przez ciśnienie kompresyjne przed wlotem przedzwrotowym, co spowodowałoby nietylko wadliwy rozrząd pary, lecz także uderzenia organu sterującego.

Pod względem termodynamicznym kompresja wpływa korzystnie przez zmniejszenie skraplania się pary świeżej podczas jej wlotu do cylindra, gdyż ścianki jego, z któremi styka się para świeża podczas wlotu, przyjmują pod wpływem kompresji wyższą temperaturę, niżby posiadały przy działaniu na nie pary o przeciwprężności p_o. Dodatni ten wpływ jest dość kosztowny, gdyż ciepło, wytworzone w okresie kompresji, musi być pobrane od koła zamachowego maszyny w postaci pracy, którą maszyna wytworzyła zapomocą ciepła do niej doprowadzonego. Straty przemiany ciepła na pracę zachodzą więc podwójnie. Bardzo duże ciśnienie kompresyjne p_c, w krańcowym wypadku doprowadzone aż do wysokości ciśnienia dolotowego p_1 w celu uniknięcia konieczności wypełnienia szkodliwej przestrzeni parą świeżą, nie przynosi pożądanych wyników. Duża praca ujemna w okresie kompresji wymaga bowiem dla uzyskania wymaganej mocy silnika powiększenia średnicy tłoka lub też powiększenia napełnienia. Jeśli koszty budowy maszyny nie mają być zwiększone, to konieczne jest powiększenie napełnienia, co powoduje większe straty termiczne niż wynoszą zyski, uzyskane przez napełnienie szkodliwej przestrzeni parą sprężaną w cylindrze, które to sprężanie połączone jest ze stratami poprzednio wspomnianemi. Z tej przyczyny osiąga się naogół lepsze wyniki, doprowadzając ciśnienie kompresyjne tylko do wysokości wymaganej przez względy mechaniczne, a stosując przegrzewanie pary oraz ogrzewanie pokryw cylindra parą świeżą, w szczególności płynącą parą dolotową, czem można tłumaczyć w znacznej mierze bardzo małe zużycie pary przez maszyny Van den Kerchove'a, pomimo, że pracują z bardzo małą kompresją.

Jako średnie wartości kompresji w maszynach normalnych ($n \leq 150$ obr/min) przy ciśnieniu dolotowem $p_1 \leq 14$ atm nadc można podać następujące:

a) w wysoko — i średnioprężnych cylindrach maszyn o kilkakrotnem rozprężaniu pary $Co = 6\%$ do 16%,

b) przy pracy z wydmuchem $Co = 8\%$ do 22%,

c) przy pracy z kondensacją $Co = 18\%$ do 60%.

Wybór wielkości kompresji zależy także od rodzaju silnika, od ustroju stawideł i od wysokości ciśnienia dolotowego; — przy wysokich ciśnieniach dolotowych można stosować większy procent kompresji od liczb powyżej podanych. Zasadniczo ciśnienie kompresyjne p_c powinno zawsze być mniejsze od ciśnienia dolotowego, aby zapobiedz działaniu zbyt wielkich sił w mechanizmie maszyny i powstawaniu pętlic w wykresie indikatora, powodujących stratę pracy. Różnica pomiędzy wspomnianemi ciśnieniami powinna najmniej wynosić 1,5 atm, gdyż ciśnienie w kotle może łatwo spaść o 1,5 atm, a przy bardzo wysokich ciśnieniach dolotowych (np. powyżej 20 atm) musi różnica ta być większa ze względu na nieuniknione większe wahania ciśnienia w kotle. Różnica ta powinna być także zachowana przy zastosowaniu stawideł, które równocześnie ze zmniejszającem się napełnieniem powiększają wielkość kompresji.

D) Wlot przedzwrotowy.

Wlot przedzwrotowy ma na celu, podobnie jak wylot przedzwrotowy, wyrównanie ciśnienia kompresyjnego p z ciśnieniem dolotowem p_1 przy małej prędkości tłoka, aby zapewnić działanie w cylindrze pełnego ciśnienia dolotowego już w martwem położeniu tłoka. Przy za dużym wlocie przedzwrotowym, jak i w razie wielkiej różnicy pomiędzy ciśnieniami p_c i p_1, przy za małej jego wielkości, mogą zachodzić uderzenia w mechanizmie maszyny, a przy za małym, jak i przy za dużym wlocie przedzwrotowym może powstawać strata pracy w wykresie indikatora. Przeważnie wielkość wlotu przedzwrotowego nie podlega w ruchu silnika żadnym zmianom, choć w niektórych wypadkach zmiana tej wielkości w niewielkich granicach jest pożądana; — mianowicie jeśli maszyna posiada małe napełnienie normalne, to przy dość dużym wlocie przedzwrotowym można osiągnąć dostateczne otwarcie kanałów dla wlotu pary, natomiast przy większych napełnieniach jest dopuszczalny mniejszy wlot przedzwrotowy, bo łatwiej można osiągnąć korzystne otwarcie wspomnianych kanałów.

Zwykle stosuje się 0,7% do 1,5% wlotu przedzwrotowego, a przy projektowaniu wyraża się go przeważnie przez kąt korbowy $k = 7^0$ do 15^0 przed martwem położeniem korby. W ogólności mniejszy wlot przedzwrotowy przyjmuje się w wolnobieżnych, a większy w szybkobieżnych maszynach. Wielkość wlotu

przedzwrotowego można także wyrazić w milimetrach jako pewną część kanału wlotowego *a* (rys. 1), która jest przez stawidło otwarta w martwem położeniu korby; — wielkość tę, jak zaznaczono w § 1, nazywamy „linijnym wlotem przedzwrotowym", a wynosi ona średnio 0,1 do 0,2 szerokości kanału dopływowego. Podanie na rysunku linijnego wlotu przedzwrotowego jest dla montera nieodzowne, ponieważ ustawia on według tego stawidło, wychodząc z martwego położenia korby maszyny.

W ogólności większy wlot przedzwrotowy nie powoduje uderzeń w mechanizmie, jeśli stawidło otwiera leniwie kanał wlotowy, natomiast nie jest dopuszczalny ze względów mechanicznych nawet w szybkobieżnych maszynach wtedy, gdy pracują one ze zbyt dużą kompresją.

§ 3. WOLNE PRZEKROJE PRZEPŁYWOWE.

Wolne przekroje przepływowe powinny być tak duże, aby przy dopływie i odpływie pary z cylindra powstawał wskutek dławienia tylko nieznaczny spadek względnie wzrost ciśnienia w cylindrze. Prędkość pary nie może więc w tych przekrojach przekroczyć granicy, przy której następuje dławienie pary. Warunek ten odnosi się tak do wolnego przekroju, który otwiera organ sterujący, jak i do przekrojów przepływowych w samem stawidle oraz w kanałach pomiędzy stawidłem i cylindrem. Zwykle oblicza się w podany poniżej sposób wolny przekrój, który otwiera stawidło, ponieważ posiada on obrobione powierzchnie, i równocześnie określa się wymiary organu sterującego. Kanały pomiędzy stawidłem i cylindrem, nie posiadające obrobionych powierzchni, otrzymują wolny przekrój przepływowy tylko o 10% do 15% większy od wspomnianego, aby nie powiększać nadmiernie szkodliwej przestrzeni.

Odnośnie do rys. 1 oznaczmy:

n = liczba obrotów na minutę,

s = skok maszyny w m,

D = średnica cylindra w cm,

d = średnica drąga tłokowego w cm,

F = czynne pole tłoka w cm^2, przyczem

$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$, jeśli drąg tłokowy przechodzi przez obiedwie pokrywy, a

$F \cong \frac{\pi}{4}\left(D^2 - \frac{d^2}{2}\right)$, jeśli drąg tłokowy nie przechodzi przez tylną pokrywę,

f = przekrój kanału sterowanego w cm^2.

a = szerokość kanału sterowanego w cm,

h = wysokość kanału sterowanego w cm,

$c_m = \frac{s \cdot n}{30}$ = średnia prędkość tłoka w $m\,sek$,

v = prędkość pary przy średniej prędkości tłoka w $m\,sek$,

v_e = prędkość pary w $m\,sek$ podczas wlotu przy c_m,

v_a = prędkość pary w $m\,sek$ podczas wylotu przy c_m,

f_e = przekrój kanału dla wlotu w cm^2,

f_a = przekrój kanału dla wylotu w cm^2.

Potrzebną wielkość przekroju f obliczamy ze wzoru:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{v}$$

Wzór powyższy ważny jest tylko przy założeniu, że kanał sterowany jest całkowicie otwarty przy średniej prędkości tłoka.

Rzeczywista prędkość pary przepływającej zależy od chwilowej prędkości tłoka i od chwilowego odmyku kanału sterowanego, np. prędkość pary powiększa się bardzo znacznie w pobliżu końca napełnienia, ponieważ wolny przekrój dla wlotu zmniejsza się, a równocześnie powiększa się prędkość tłoka, jeśli maszyna pracuje z mniejszem napełnieniem od 50%. Z tej przyczyny wartości prędkości pary v, przyjmowane we wzorze $F \cdot c_m = f \cdot v$ mają w rzeczywistości tylko znaczenie spółczynnika, a sam wzór służy jedynie do oznaczenia wymiarów stawidła, potrzebnych do wykonania pierwszego projektu. Po wykonaniu takowego należy przez wykreślenie krzywych dławienia pary, których obliczanie będzie później (patrz § 35) podane, stwierdzić, czy wielkość kanałów sterowanych jest prawidłowo dobrana; — za małe kanały powodują bowiem nadmierne straty przez dławienie pary, a za duże kanały powiększają niepotrzebnie szkodliwą przestrzeń i szkodliwe powierzchnie.

Na podstawie badań, przeprowadzonych przy pomocy krzywych dławienia pary, trzeba czasami zmieniać podstawowe wymiary stawidła, obliczone na podstawie wzoru $F \cdot c_m = f \cdot v$, jeśli v niewłaściwie obrano. Z tej przyczyny należyty wybór prędkości pary v odgrywa tak ważną rolę.

Dopuszczalna prędkość pary v_e w czasie dopływu do cylindra zależy przedewszystkiem od wysokości ciśnienia dolotowego i od stopnia przegrzania pary. Przy niskiem ciśnieniu dolotowem, jak i przy wysokim stopniu przegrzania para posiada mały ciężar właściwy, skutkiem czego można w tych wypadkach stosować duże prędkości v_e. Prędkość pary v_a w czasie jej wylotu z cylindra musi być mniejsza od prędkości v_e, gdyż objętość pary powiększa się w czasie wylotu bardzo znacznie przez rozprężanie z ciśnienia p_s, panującego przy końcu okresu ekspansyjnego, do ciśnienia atmosferycznego względnie panującego w kondensatorze lub w przelotni; — skutkiem tego rzeczywista prędkość pary jest znacznie większa niżby odpowiadało obliczonej ze wzoru $F \cdot c_m = f_a \cdot v_a$. Zaznaczone powiększenie objętości i prędkości pary zachodzi w większej mierze w maszynach kondensacyjnych niż w wydmuchowych, wobec czego trzeba stosować w pierwszych mniejszą prędkość v_a, chcąc zapewnić możliwie dobrą próżnię w cylindrze.

Jako średnie wartości prędkości pary v_e i v_a przy ciśnieniach dolotowych poniżej 16 atm nadc. i temperaturze poniżej 330° C można podać umieszczone w następującej tabelce; — przy większem ciśnieniu dolotowem i nie wyższej temperaturze pary jest wskazane stosować mniejsze prędkości pary v_e.

Prędkość pary w m/sek	Maszyny jednocylindrowe		Maszyny o podwójnem rozprężaniu pary			
			cylinder wysokoprężny		cylinder niskoprężny	
$v_e =$	35—50 [1]) przy parze nasyconej	45—60 przy parze przegrzanej	35—45 [1]) przy parze nasyconej	45—55 przy parze przegrzanej	40—55 [1])	
$v_a =$	35—38 [2]) przy wydmuchu	25—33 [2]) przy pracy z kondensacją	28—36 [2])		32—45 [1]) przy wydmuchu	30—38 [1]) przy pracy z kondensacją

Oprócz poprzednio przytoczonych względów wybór prędkości pary zależy od drogi pary do cylindra i od rodzaju stawidła. Im krótsza jest droga, im prostsze są kanały, im szybciej

1) większe prędkości przy ogrzewaniu cylindra i jego pokryw.

2) większe prędkości przy przegrzanej parze oraz przy ogrzewaniu cylindra i jego pokryw.

otwiera się stawidło, tem większa może być prędkość pary v i może przekraczać podane w tabelce wartości, co czasem stosuje się także z konieczności w bardzo wielkich lub w bardzo szybkobieżnych maszynach, aby nie otrzymać zbyt wielkich wymiarów organów sterujących, których napęd wpływałby ujemnie na sprawność mechaniczną silnika. Drugostronnie trzeba stosować mniejsze prędkości pary v od podanych przy stawidłach niezbyt szybko otwierających, jeśli silnik pracuje z bardzo małem napełnieniem normalnem.

§ 4. RODZAJE STAWIDEŁ.

W zależności od tego, czy organ sterujący przy uskutecznianiu rozrządu pary przesuwa się po powierzchni względnie powierzchniach, w których znajdują się otwory dla dopływu i odpływu pary z cylindra, czy też wykonywa ruchy prostopadłe do tychże powierzchni, dzielimy stawidła na:

a) s t a w i d ł a s u w a k o w e,

b) s t a w i d ł a z a w o r o w e.

W stawidłach suwakowych organ sterujący wykonywa ruchy posuwiste, naprzód i wstecz, lub też wahadłowe po gładzi suwakowej cylindra. Ruchy pierwszego rodzaju posiadają suwaki płaskie, zwykłe lub podwójne, przylegające jedną powierzchnią do gładzi suwakowej cylindra, a na których drugą powierzchnię działa ciśnienie pary dolotowej, oraz suwaki tłokowe, poruszające się po gładzi suwakowej cylindra, posiadającej kształt cylindryczny; — na ostatnie suwaki działa ciśnienie pary równomiernie ze wszystkich stron, skutkiem czego nazywamy je odciążonemi. Ruch wahadłowy po gładzi suwakowej cylindra wykonywują suwaki kurkowe, wynalezione przez Amerykanina Corliss'a. Suwaki o ruchu obrotowym nie odgrywają prawie żadnej roli.

W stawidłach zaworowych organ sterujący, posiadający najczęściej kształt rury o dwóch siodłach, odłącza się od powierzchni, na których spoczywa, celem uskutecznienia wlotu względnie wylotu pary z cylindra, a osiada na tychże powierzchniach w chwilach ukończenia wlotu względnie wylotu pary. W stawidłach zaworowych zachodzi więc uderzanie (silne osiadanie) siodeł zaworu o siodła gniazda, lecz unika się tarcia po sobie powierzchni uszczelniających. Również zewnętrzny me-

chanizm napędowy zaworów różni się zasadniczo od napędu suwaków. W niektórych wypadkach utarło się nazywanie suwaków, posiadających zewnętrzny napęd zaworowy, — zaworami; — np. suwaki tłokowe, napędzane mechanizmem zaworowym, określa się jako zawory tłokowe (van den Kerchove'a).

Stawidła możemy podzielić także w zależności od ilości kanałów, prowadzących do cylindra, na:

a) stawidła o dwóch drogach pary do cylindra,

b) stawidła o czterech drogach pary do cylindra.

Do pierwszego rodzaju należą przeważnie suwaki płaskie i tłokowe o ruchu posuwistym, a do drugiego rodzaju przeważnie suwaki Corliss'a, zawory rurowe i tłokowe. W pierwszym wypadku para świeża dopływa do cylindra tą samą drogą, którą uchodzi z niego, co wpływa ujemnie na wielkość skraplania wstępnego, jak zaznaczono poprzednio. Korzyści, wynikających w tym względzie przy stawidłach o czterech drogach pary, nie należy jednak przeceniać, ponieważ para, znajdująca się w kanale wlotowym, podlega także wszelkim zmianom temperatury, zachodzącym w cylindrze, przez co ochładzają się ścianki tegoż kanału.

W zależności od rozrządu pary rozróżniamy:

a) stawidła z niezmiennym rozrządem pary, w których nie można zmieniać w czasie ruchu maszyny wielkości charakterystycznych okresów rozrządu pary,

b) stawidła ze zmiennym rozrządem, dozwalające w czasie ruchu maszyny zmiany przeważnie tylko napełnienia w zależności od chwilowego obciążenia silnika, a w niektórych wypadkach także zmiany wielkości innych okresów rozrządu pary.

Niezmienny rozrząd pary można stosować tylko w cylindrach średnio- i niskoprężnych maszyn o kilkakrotnem rozprężaniu pary i w tych maszynach jednocylindrowych, których moc wytwarzana reguluje się w zależności od chwilowego obciążenia przez dławienie pary dolotowej.

§ 5. WARUNKI, JAKIM STAWIDŁO POWINNO ZADOŚĆ UCZYNIĆ.

Każde stawidło powinno zadość uczynić następującym warunkom:

a) Szkodliwe powierzchnie, o które ochładza się para świeża w czasie wlotu do cylindra, jak i szkodliwa przestrzeń powinny

być możliwie małe, aby zapewnić małe zużycie pary na jednostkę mocy.

Wielkość szkodliwej przestrzeni zależy nietylko od rodzaju stawidła i jego układu w stosunku do cylindra, lecz także od wielkości kanałów, prędkości tłoka i stosunku skoku maszyny s do średnicy cylindra D. Przy jednakowych wymiarach maszyny, określonych przez s i D, objętość kanałów parowych, tworzących część szkodliwej przestrzeni, powiększa się znacznie przy zwiększeniu liczby obrotów maszyny, czyli prędkości tłoka, gdyż przekrój kanału wypada podług wzoru $f = \frac{F \cdot c_m}{v}$ większy, jeśli prędkość przepływowa pary niema zwiększyć się. Natomiast przy zachowaniu jednakowej prędkości tłoka posiada maszyna tej samej mocy większą szkodliwą przestrzeń, jeśli stosunek $s : D$ jest mniejszy, ponieważ wtedy ta część szkodliwej przestrzeni, która znajduje się pomiędzy tłokiem i pokrywą cylindra, wypada większa. Z tej przyczyny posiadają przeważnie szybkobieżne maszyny, które buduje się ze względu na dopuszczalną prędkość tłoka o mniejszym skoku, większą przestrzeń szkodliwą niż biegnące ze średnią liczbą obrotów.

Jako średnie wartości szkodliwej przestrzeni w procentach objętości skokowej cylindra można podać następujące:

$s_o = 4\%$ do 9% przy użyciu suwaka płaskiego,
$s_o = 7\%$ do 13% przy użyciu suwaka tłokowego,
$s_o = 5\%$ do 6% przy użyciu jednego suwaka Corliss'a,
$s_o = 2\%$ do 4% przy użyciu czterech suwaków Corliss'a,
$s_o = 4\%$ do 9% przy użyciu zaworów,
$s_o = 2\%$ do 4% przy użyciu zaworów wlotowych w pokrywach cylindra i szczelin wylotowych.

Mniejsze z powyżej podanych wartości można osiągnąć przy posuwistych stawidłach suwakowych przez umieszczenie suwaka w bezpośredniem sąsiedztwie tulei roboczej cylindra, a w stawidłach zaworowych i z czterema suwakami Corliss'a przez ułożenie organów sterujących w pokrywach (łbicach) cylindra.

Wartości podane zwiększają się przy średniej prędkości tłoka $c_m > 3{,}5$ m sek i przy stosunku $s : D < 1{,}7$ w jednocylindrowej maszynie.

b) Stawidło powinno być możliwie szczelne, aby zapobiedz stratom pary i nie dopuścić do rozbiegania się maszyny w razie jej odciążenia (przy nieszczelności organu sterującego para może

wciąż dopływać do cylindra). Największe straty pary powstają przy nieszczelności stawidła, sterującego równocześnie wlot i wylot pary, gdyż para może przepływać wtedy ze skrzynki wlotowej wprost do rury wylotowej. Przy oddzielnych organach sterujących dla wlotu i wylotu pary wypadek tego rodzaju może tylko wtedy zachodzić, gdy obydwa organy są nieszczelne. Największe wymagania pod względem szczelności organów sterujących stawiają maszyny jednocylindrowe, pracujące z dużem ciśnieniem dolotowem, gdyż para uchodząca jest straconą. W maszynach o podwójnem rozprężaniu pary może natomiast para, która z powodu nieszczelności uszła z cylindra wysokoprężnego do przelotni, być jeszcze wyzyskana w cylindrze niskoprężnym.

Celem osiągnięcia lepszego wyniku pod względem szczelności stawidła, układa się zwykle organy sterujące w ten sposób, że zostają one przez parę dociskane do powierzchni uszczelniających; — przy oddzielnych organach dla wlotu i wylotu pary, pierwsze są dociskane parą świeżą, a drugie parą pracującą w cylindrze. Nie należy więc stosować układów stawideł, w których ciśnienie pary podnosiłoby organ sterujący z powierzchni uszczelniającej. Jeśli organy sterujące nie są dociskane parą do powierzchni uszczelniającej, to należy zaopatrzyć je w pierścienie uszczelniające (np. suwaki tłokowe), aby zapewnić szczelność tych organów. Osiągnięcie należytej szczelności stawidła zależy także w wielkiej mierze od staranności w wykonaniu i sumienności w konserwacji.

c) Stawidło powinno możliwie szybko otwierać i zamykać kanały, aby uniknąć straty pracy w wykresie indikatora, spowodowanej przez dławienie pary. Ponieważ otwieranie i zamykanie wspomnianych kanałów odbywa się przy pewnej prędkości tłoka, a nie w martwem jego położeniu, przeto na początku otwierania i przy końcu zamykania kanałów para płynie z bardzo wielką prędkością, której nie może wytworzyć nawet znaczniejsza różnica ciśnienia. Skutkiem tego pewne straty, uwidocznione w wykresie indikatora przez zaokrąglenia, są nieuniknione, lecz trzeba dążyć do możliwego zmniejszenia ich.

d) Stawidło powinno wywierać jak najmniejsze opory tarcia i jak najmniejsze obciążenie regulatora. Duże opory tarcia, zachodzące np. przy dużych suwakach płaskich, wpływają ujemnie na sprawność mechaniczną η_m maszyny (może także po-

wstawać nadmierne zdzieranie powierzchni uszczelniających), a duże obciążenie regulatora wymaga stosowania takowego o wielkiej mocy, jeśli ma być zapewniony jednostajny bieg prawidłowy maszyny przy różnych jej obciążeniach.

e) Stawidło powinno być możliwie proste i trwałe, bezwzględnie niezawodne, poszczególne jego części powinny być łatwo dostępne ze względu na dogodną konserwację i kontrolę oraz ulegać możliwie najmniejszemu zużywaniu się w ruchu maszyny. Również powinno stawidło zużywać możliwie mało smaru.

§ 6. WYKRES ZASADNICZY RUCHÓW SUWAKA.

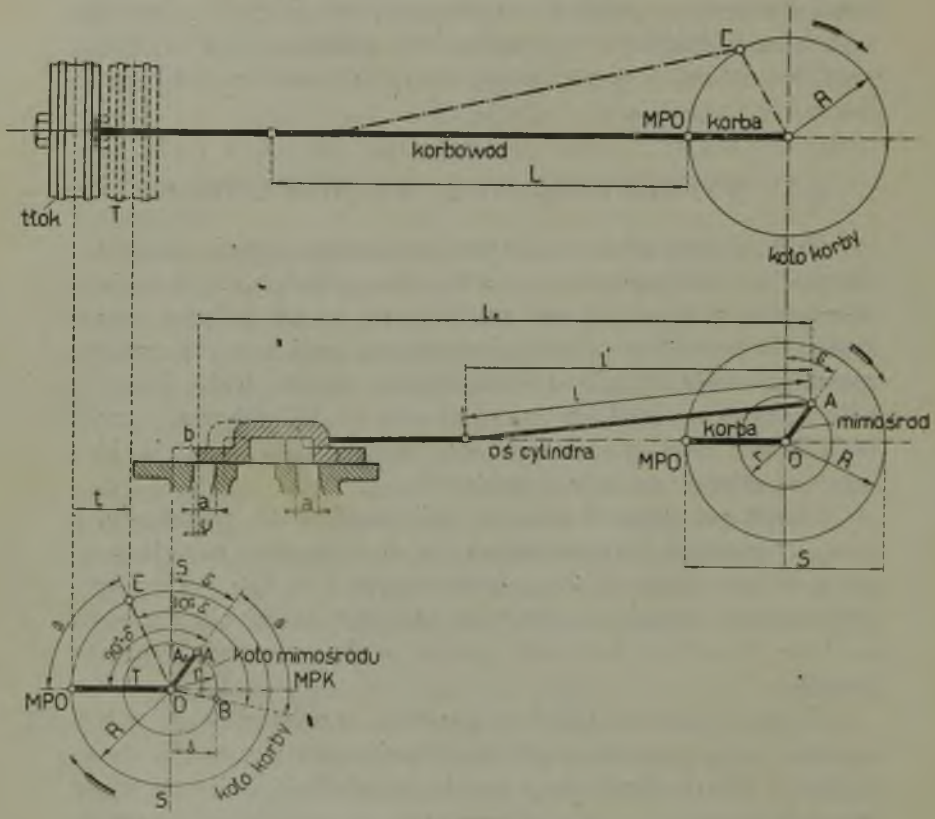
W § 1 zaznaczono, że działanie mimośrodu równa się działaniu korby. Schematycznie można więc przedstawić mimośród jako korbę, w której czopie znajduje się środek pokryw mimośrodu; — środek ten opisuje przy obrocie wału koło o promieniu równającym się mimośrodowości wokoło środka wału, które to koło nazywamy kołem mimośrodu. W schemacie musi więc koniec linji, przedstawiającej drążek mimośrodu, znajdować się zawsze na kole mimośrodu.

Oznaczmy (rys. 5) przez r mimośrodowość mimośrodu, a przez R promień korby maszyny, to skok suwaka, napędzanego mimośrodem, równa się $2r$, a skok maszyny $s = 2R$; — czop korbowy opisuje wokoło środka wału O koło o promieniu R, zwane kołem korby. Kierunek obrotu wału maszyny wskazuje strzałka.

Z opisu działania maszyny parowej, przedstawionego w § 1, wynika, że przy martwem położeniu korby maszyny suwak otwiera kanał dla dopływu pary świeżej o wielkość linijnego wlotu przedzwrotowego; — n. p. korba maszyny znajduje się w martwem położeniu odkorbowem $M.\ O.\ P.$, to krawędź sterująca b suwaka otwiera kanał a na szerokości u, a środek mimośrodu znajduje się wtedy w punkcie A. W celu uproszczenia wykresu rysujemy koło korby o średnicy $2R$ nad kołem mimośrodu o średnicy $2r$. Z położenia korby mimośrodu względem korby maszyny widzimy, że w celu uzyskania zamierzonego rozrządu pary środek mimośrodu musi wyprzedzać czop korby maszyny o kąt $90^0 + \delta$.

Kąt δ nazywamy kątem przodowania.

Ponieważ wielkość promienia r jest w stosunku do długości drążka mimośrodu l zwykle bardzo mała, skutkiem czego przy wszystkich położeniach drążka praktycznie nie różni się od swego rzutu l', przeto możemy przyjąć, że odległość środka mimośrodu A od suwaka nie zmienia się podczas całego obrotu wału, czyli możemy przyjąć l_x = stałej. O tę stałą długość l_x możemy prze-



Rys. 5.

sunąć obydwa koła i wykreślić je pod suwakiem, przez co krawędź sterująca b suwaka znajduje się zawsze w tej samej płaszczyźnie, co środek mimośrodu.

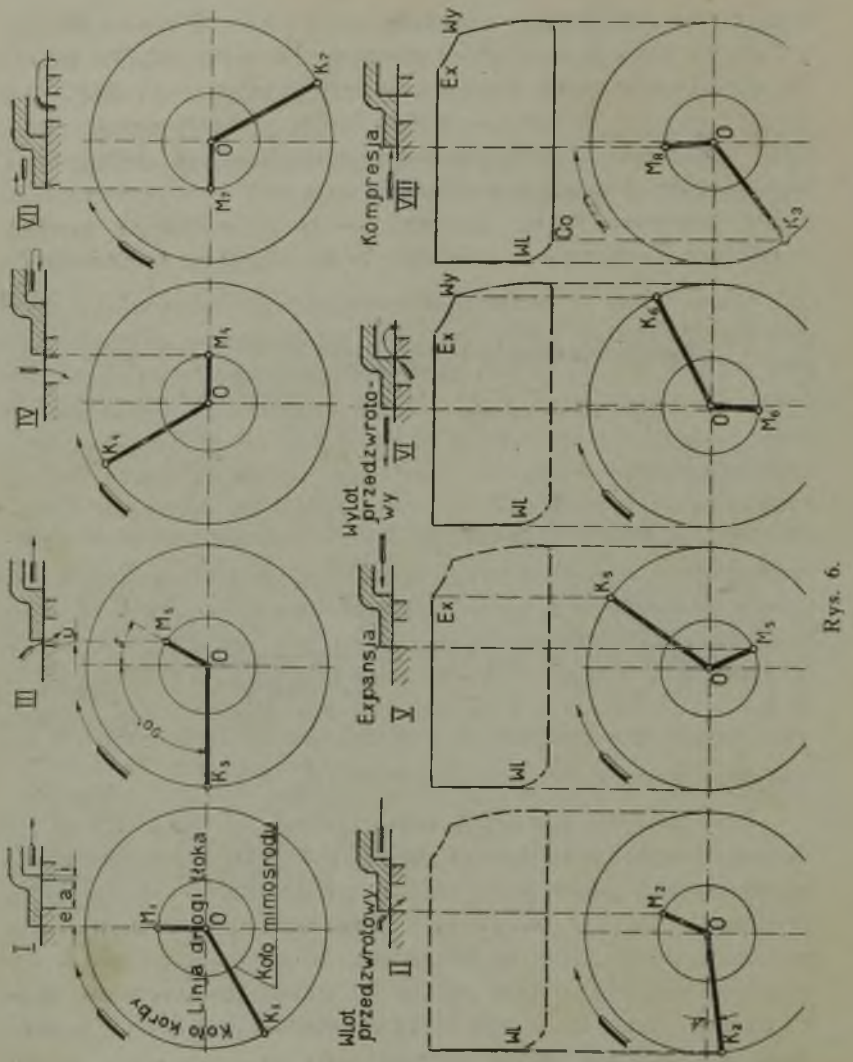
Przy środkowem położeniu suwaka (na rys. 5), które zachodzi przy prostopadłem położeniu mimośrodu w punkcie A_0 krawędź sterująca suwaka znajduje się prostopadle nad środkiem

koła *O*, a w wykresie oznaczamy środkowe położenie suwaka linją *S* — *S*. Przy pewnem położeniu suwaka możemy znaleźć przez rzut odnośnego położenia mimośrodu na linję drogi tłoka *M.P.O.* — *M.P.K.* drogę ξ, którą suwak przebiegł względem swego środkowego położenia na gładzi suwakowej cylindra, a zapomocą odłożenia kąta $(90^0 + \delta)$ znaleźć odnośne położenie korby maszyny, — n. p. położeniu suwaka w punkcie *B* odpowiada położenie korby maszyny w punkcie *C*.

Chcąc choć w przybliżeniu znaleźć położenie tłoka przy pewnem położeniu korby maszyny, przyjmujemy długość korbowodu $L = \infty$. Przy tem założeniu otrzymujemy każdorazowe położenie tłoka przez rzut odnośnego położenia czopa korbowego na poziomą linję drogi tłoka *M.P.O* — *M.P.K.*, n.p. jeśli czop przebiegnie względem martwego położenia korby kąt β i znajduje się w punkcie *C*, to tłok znajduje się w punkcie *T*, oddalonym od martwego położenia *M.P.O.* o drogę *t*, a suwak przebiegł drogę ξ względem swego środkowego położenia. Zaznaczyć należy, że założenie $L = \infty$ wprowadzamy tylko chwilowo, a to w celu ułatwienia w przedstawieniu ruchów suwaka i tłoka. Przy ustalaniu wymiarów stawidła należy uwzględniać rzeczywistą długość korbowodu *L*, ponieważ długość ta w porównaniu z promieniem korby maszyny *R* nie jest zbyt duża, mianowicie przeważnie $L = 5\,R$.

Przy powyżej podanych założeniach, l_x = stałej i $L = \infty$ możemy z wykresu indikatora znaleźć położenie tłoka, więc i korby maszyny, a potem przez odłożenie kąta $(90^0 + \delta)$ położenie suwaka, — lub też naodwrót z położenia suwaka znajdujemy położenie tłoka i wykres indikatora, co uwidocznia rys. 6. To uciążliwe odkładanie kąta $(90^0 + \delta)$ można zastąpić t. zw. wykresem suwakowym, który rozwiązuje zagadnienie w znacznie dogodniejszy sposób geometryczny.

Najwięcej rozpowszechnione są wykresy suwakowe, wprowadzone przez profesorów Mueller'a, Reuleaux'a i Zeuner'a. Wykresy te posiadają tę wspólną cechę, że poszczególne położenia suwaka, które w rys. 6 przedstawione są oddzielnie, znajdują się w jednym wykresie, natomiast różnią się przedewszystkiem sposobem wykreślnego przedstawienia ruchu suwaka w zależności od ruchu tłoka.



Rys. 6.

§ 7. WYKRES SUWAKOWY MUELLER'A.

Wykres suwakowy Mueller'a powstaje z wykresu zasadniczego, przedstawionego na rys. 5 (patrz także rys. 6), przez wprowadzenie następujących zmian:

a) Średnicę koła korby zmniejszamy do średnicy koła mimośrodu, wykonywując $r = R$, czyli droga suwaka jest przedstawiona w wykresie w innej skali niż droga tłoka.

b) W celu uniknięcia odkładania kąta $(90^\circ + \delta)$ na kole

jednakowej średnicy, okręcamy linję drogi tłoka *M.P.O.*—*M.P.K.* o kąt $(90^0 + \delta)$ w kierunku biegu maszyny, czyli wprowadzamy ją w położenie, które środek mimośrodu zajmuje w martwem położeniu korby maszyny; — natomiast linję środkowego położenia suwaka *S* — *S* pozostawiamy bez zmiany w stosunku do wykresu zasadniczego (rys. 5).

Wykres suwakowy Mueller'a jest najodpowiedniejszy dla zaprojektowania wykresu indikatora na podstawie wykonanego suwaka. Ostatni rysujemy w środkowem położeniu *S* — *S* (rys. 7) i oznaczamy przy tem położeniu:

1) odległość pomiędzy krawędziami *b* i *c*, które sterują wlot pary do cylindra, jako przysłonięcie wlotowe *e*, w danym wypadku zewnętrzne,

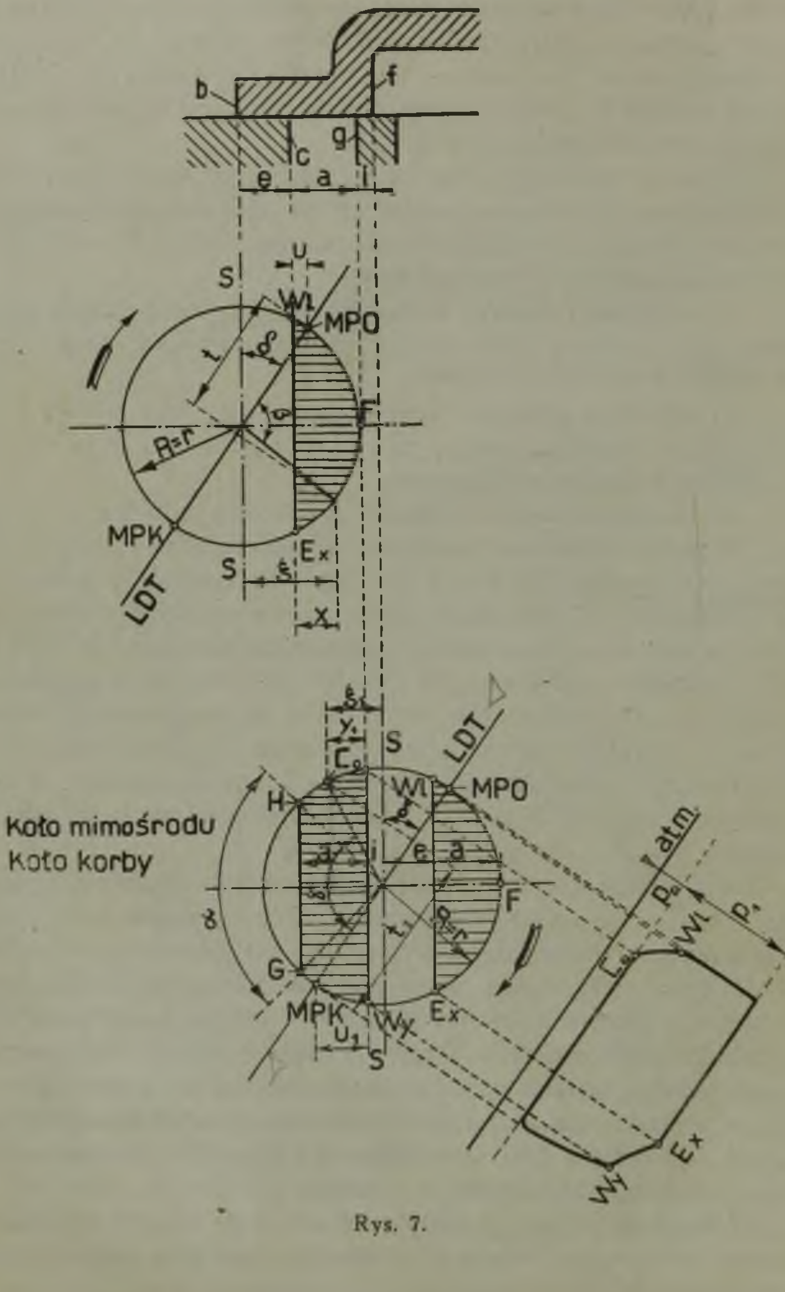
2) odległość pomiędzy krawędziami *f* i *g*, które sterują wylot pary z cylindra, jako przysłonięcie wylotowe *i*, w danym wypadku wewnętrzne,

3) szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra przez *a*.

Wykres suwakowy rysujemy bezpośrednio pod suwakiem. Jeśli przyjmiemy $R = r = a + e$, czyli że krawędź *b* dochodzi do krawędzi *g*, to otrzymamy przez rzut przysłonięcia wlotowego *e* na kole mimośrodu punkty, określające wlot przedzwrotowy *Wl* i początek rozprężania *Ex*. Niechaj przy martwem położeniu korby maszyny suwak otwiera kanał *a* na szerokość *u*, którą zwiemy linijnym wlotem przedzwrotowym, to linja drogi tłoka przechodzi przez *M.P.O.* i *M.P.K.*, a kąt przodowania δ znajduje się pomiędzy linją drogi tłoka i linją środkowego położenia suwaka *S* — *S*.

Dla strony wylotowej znajdujemy na kole mimośrodu punkty, określające wylot przedzwrotowy *Wy* i początek kompresji *Co* przez rzut przysłonięcia wylotowego *i*. Ponieważ mimośrodowość $R = r$ jest większa od $a + i$, przeto kanał *a* jest dla wylotu pary całkowicie otwarty w czasie, w którym korba maszyny przebiega kąt korbowy α. Dopływ i odpływ pary są tutaj sterowane jednym suwakiem, wobec czego znajdujemy przez odłożenie w wykresie dla strony wylotowej tego samego kąta przodowania δ położenie linji drogi tłoka *M.P.O.* — *M.P.K.* oraz wielkość linijnego wylotu przedzwrotowego u_1.

Charakterystyczne punkty rozrządu pary dla strony wlotu można przenieść z górnego do dolnego koła mimośrodu, przez co otrzymuje się wykres suwakowy, obejmujący wszystkie cztery


b
f
g
c
e
a
i
u
S
Wl
MPO
δ
r
σ
F
R=r
MPK
S
Ex
ξ
x
LDT
ξ
y
S
LDT
C
H
Wl
MPO
Koło mimośrodu
Koło korby
a
i
e
a
at.m.
F
δ
p
Wl
p
G
MPK
Wy
Ex
u
S
Ex
Wy

Rys. 7.

charakterystyczne punkty rozrządu pary. Z wykresu tego można zaprojektować wykres indikatora, jeśli znane jest ciśnienie dolotowe p_1 i przeciwprężność p_0.

Z poprzednio przedstawionej istoty wykresu suwakowego Mueller'a wynika, że dla pewnego kąta korby względem jej martwego położenia ten sam punkt na kole mimośrodu określa tak położenie czopa maszyny jak i położenie środka mimośrodu. Z ostatniego znajdujemy przez poprowadzenie równoległej do linji S — S odnośne położenie suwaka, a z pierwszego znajdujemy położenie tłoka przez prostopadły jego rzut na okręconą linję drogi tłoka *M.P.O.* — *M.P.K.* Np. jeśli czop korbowy przebiegł względem martwego położenia korby maszyny *M.P.O.* kąt β, to przy $L = \infty$ tłok przebiegł drogę t względem martwego położenia, a sterująca krawędź suwaka b drogę $\xi = r \cdot \sin(\delta \pm \beta)$ względem środkowego położenia suwaka S — S [porównaj rys. 5, gdzie także $\xi = r \sin(\delta \pm \beta)$], lub jeśli czop korbowy przebiegł względem *M.P.K.* kąt γ, to tłok przebiegł drogę t_1, a suwak drogę ξ_1. Ponieważ w środkowem położeniu suwaka kanał a jest nakryty przysłonięciami e i i, przeto każdorazowe ξ — e, względnie każdorazowe ξ_1 — i oznacza odnośny odmyk kanału a, czyli poziomo kreskowane linje w wykresie suwakowym rys. 7 przedstawiają odmyk kanału a przy pewnem położeniu korby maszyny.

Rozważając ruchy suwaka na podstawie wykresu suwakowego, widzimy, że krawędź b zaczyna otwierać kanał a w punkcie *Wl* i stopniowo powiększa odmyki aż do punktu F, poczem odmyki x zmniejszają się aż do punktu *Ex*, w którym następuje zamknięcie kanału a; — po stronie wylotu sterująca krawędź f zaczyna otwierać kanał a w punkcie *Wy*, a całkowite jego otwarcie rozpoczyna się w punkcie G i trwa aż do punktu H, natomiast koniec wylotu pary kończy się w punkcie *Co*. Długość poszczególnych po sobie następujących x i y daje pewien pogląd na prędkość otwierania i zamykania kanału a podczas wlotu względnie wylotu pary z cylindra.

Stosowanie przysłonięcia wlotowego i wylotowego jest konieczne, jeśli maszyna ma pracować z ekspansją i z kompresją pary. Ponieważ okresy te należy urzeczywistniać (patrz § 2) w wykresie indikatora, przeto nie można stosować suwaków podług rys. 8, nie posiadających przysłonięć e i i.

§ 8. WYKRES SUWAKOWY REULEAUX'A.

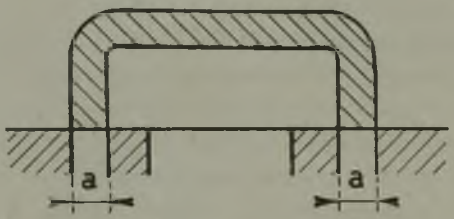
Stosowanie tego wykresu, który bardzo mało różni się od wykresu Mueller'a, jest w tych wypadkach najodpowiedniejsze, gdy na podstawie wykresu indikatora mamy zaprojektować wykres suwakowy i suwak.

Wykres suwakowy Reuleaux'a powstaje z wykresu zasadniczego (rys. 5) przez wprowadzenie następujących zmian:

a) Tak samo jak w wykresie Mueller'a wykonywamy promień r równy promieniowi R.

b) W celu uniknięcia odkładania kąta $(90^0 + \delta)$ okręcamy linję środkowego położenia suwaka S — S w kierunku przeciwnym do biegu maszyny o kąt $(90^0 + \delta)$, pozostawiając położenie linji drogi tłoka $M.P.O.$ — $M.P.K.$ bez zmiany.

lub o kat $90-\delta$ w kierunku biegu wskazówki

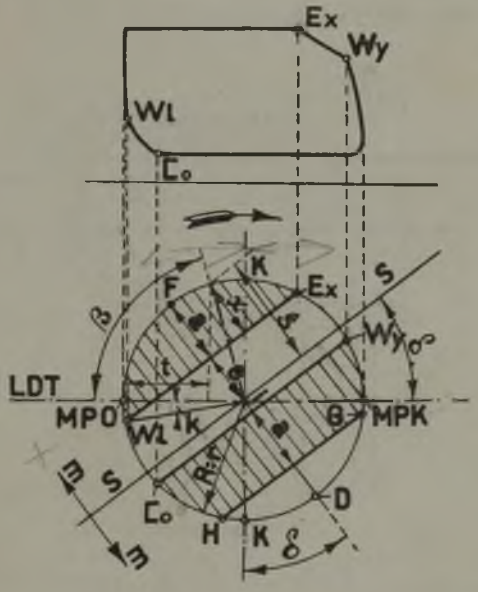


Rys. 8.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego Reuleaux'a na podstawie wykresu indikatora, zaprojektowanego dla oznaczenia głównych wymiarów maszyny D i s, postępujemy następująco. Pod wykresem indikatora rysujemy koło mimośrodu o średnicy $2r = 2R$, równającej się długości wykresu indikatora. Jeśli, jak poprzednio, przyjmiemy nieskończenie wielką długość korbowodu $L = \infty$, to rzutujemy z wykresu indikatora punkty Ex i Co na koło mimośrodu (rys. 9). Po przyjęciu wlotu przedzwrotowego Wl o wielkości kąta $k = 7^0$ do 15^0, łączymy punkt Wl z punktem Ex i kreślimy równoległą S — S do linji Wl — Ex. Prowadząc z punktu Co równoległą do linji S — S, znajdujemy na kole mimośrodu punkt Wy, który przenosimy do wykresu indikatora. Gdyby tak otrzymany wylot przedzwrotowy Wy posiadał wielkość nieodpowiadającą wymaganiom maszyny, to należy odpowiednio zmienić inne charakterystyczne punkty rozrządu pary,

więc *Co*, *Wl* lub *Ex*. Od linji *Wy* — *Co* odkładamy szerokość kanału *a* i kreślimy linję *G* — *H*. Kąt przodowania δ znajduje się pomiędzy linją drogi tłoka *M.P.O.* — *M.P.K.* i linją środkowego położenia suwaka *S* — *S*.

Jeśli przyjmiemy $r = a + e$, to otrzymamy odmyki kanałów, zakreskowane w wykresie suwakowym (rys. 9), mianowicie ograniczone dla wlotu przez *Wl* — *F* — *Ex*, a dla wylotu przez *Wy* — *G* — *H* — *Co*; — suwak wykonywa bowiem ruchy prostopadłe do osi *S* — *S* w kierunku strzałek *m*—*m*. N.p. jeśli czop



Rys. 9.

korbowy przebiegł względem martwego położenia korby maszyny *M.P.O.* kąt β, to przy $L = \infty$ tłok przebiegł drogę *t* względem tegoż położenia, a sterująca krawędź suwaka drogę

$$\xi = r \cdot \sin(\delta \pm \beta)$$

względem środkowego położenia *S* — *S* (porównaj rys. 5, gdzie także $\xi = r \cdot \sin(\delta \pm \beta)$, czyli kanał *a* jest wtedy otwarty na szerokości *x*.

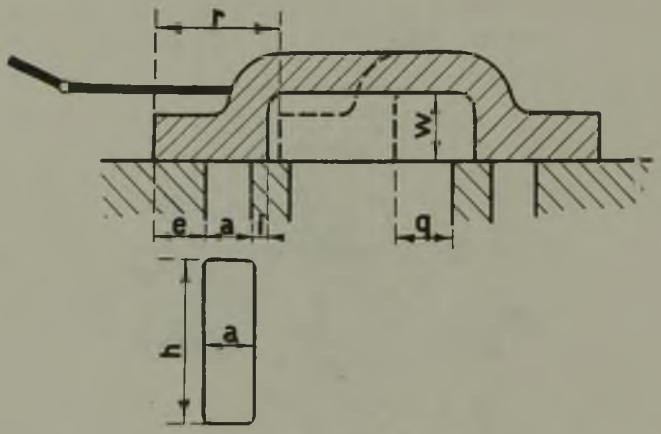
Nadmienić jeszcze należy, że kąt δ można także odłożyć w kierunku przeciwnym do biegu maszyny od linji *K* — *K*, która jest prostopadłą do linji *M.P.O.* — *M.P.K.* Słuszność wykresu takiego wynika ze stwierdzenia, że linja *F* — *D* musi być pro-

stopadłą do linji S — S, a zastosowanie go posiada w niektórych stawidłach, np. połączonych z regulatorem osiowym, zaletę większej przejrzystości.

Chcąc na podstawie otrzymanego w powyższy sposób wykresu suwakowego zaprojektować suwak, trzeba ustalić skalę wykresu suwakowego. W tym celu obliczamy wolny przekrój f_a kanału wylotowego podług wzoru:

$$f_a = \frac{F.c_m}{v_a} \text{ (patrz § 3).}$$

Przyjmując (rys. 10) wysokość kanału $h = 0{,}6$ do $1\ D$, przyczem



Rys. 10.

D oznacza średnicę cylindra, obliczamy jego rzeczywistą szerokość:

$$a_{ob} = \frac{f_a}{h}.$$

Stosunek $\frac{a}{a_{ob}}$ jest skalą wykresu. Dzieląc przez powyższą skalę odmierzone z wykresu suwakowego długości e i i, otrzymujemy rzeczywiste wielkości przysłonięcia wlotowego e i wylotowego i.

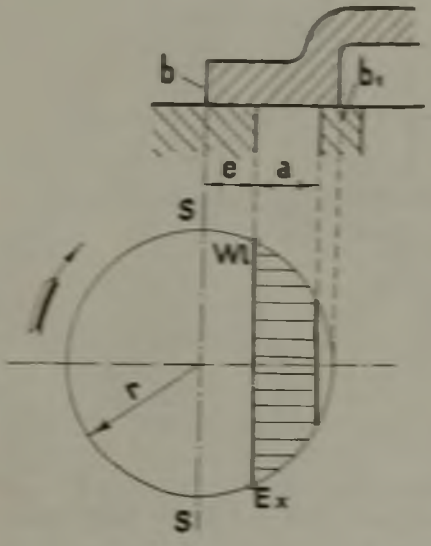
Na podstawie otrzymanych wymiarów można narysować suwak, przyczem należy zważać, aby (rys. 10) przekrój w nie był mniejszy od f_a i aby szerokość q, gdy suwak przebiegnie drogę r, była większa od szerokości kanału wylotowego a, o ile możności $q = 1{,}5\ a$, aby zapobiedz dławieniu pary wylotowej. Gdybyśmy

uwzględnili rzeczywistą długość korbowodu, to dla określenia wymiaru a miarodajną jest strona kukorbowa.

Wielkość mimośrodowości r obieramy, mianowicie:

1) $r = a + e$ (rys. 9), którą to wielkość stosuje się najczęściej;

2) $r > a + e$; — w tym wypadku krawędź sterująca b (rys. 11) dochodzi aż do położenia b_1, a dla wlotu pary otrzymujemy zakreskowane w wykresie suwakowym odmyki kanału a; $r > a + e$ stosuje się przeważnie w suwakach podwójnych.

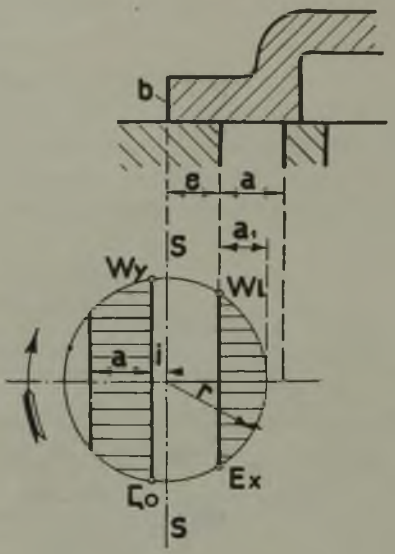


Rys. 11.

lecz ta większa mimośrodowość powoduje powiększenie wymiarów suwaka;

3) $r < a + e$ (rys. 12); — w tym wypadku może zachodzić dławienie pary dopływowej, gdyż krawędź b nie otwiera całkowicie kanału a, lecz tylko na szerokości a_0; — ponieważ we wzorze $F_1 c_1 = f_2 v$ stosujemy mniejszą prędkość pary dla wylotu niż dla wlotu, a wysokość kanału h jest ta sama, przeto można

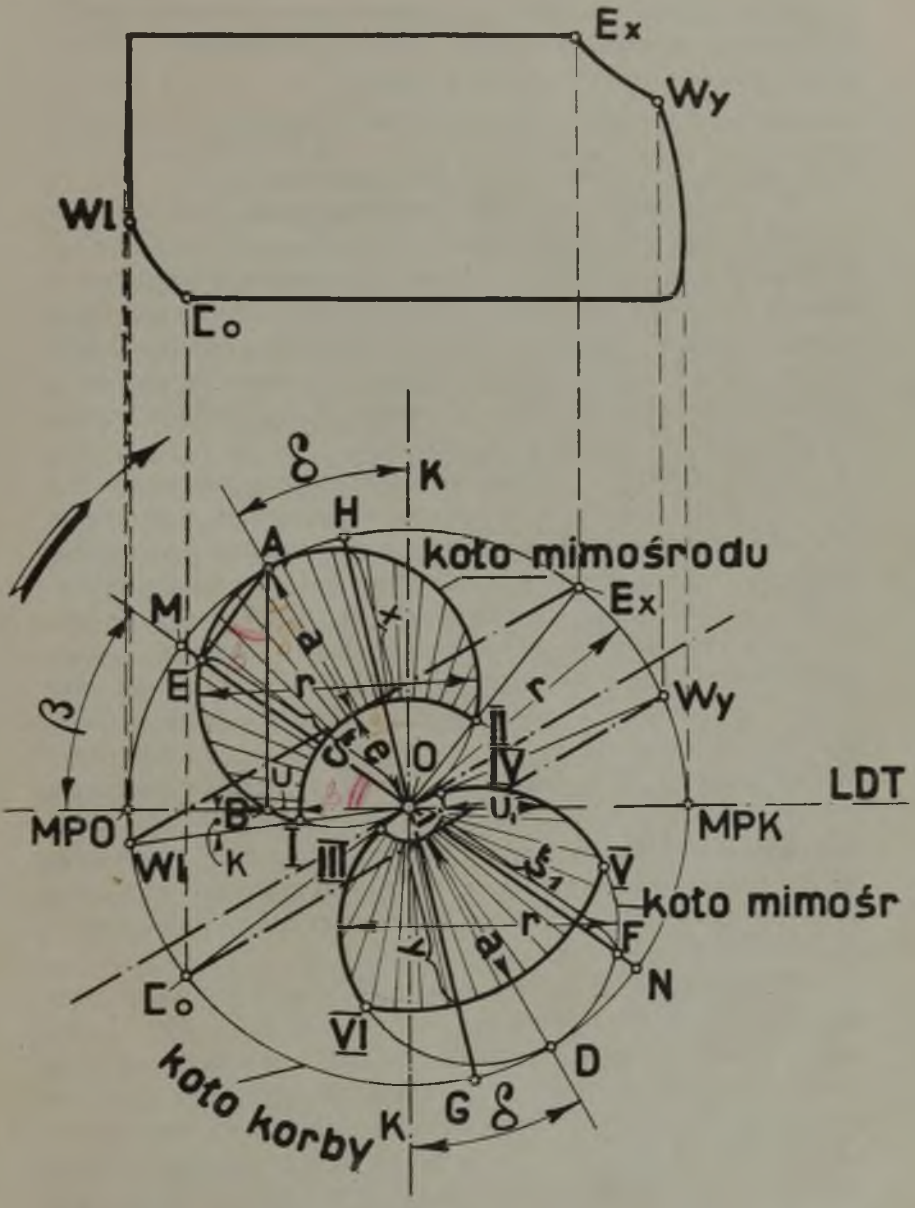
stosować $r < a + e$, lecz $r > a + i$ w suwakach zwykłych, jeśli chodzi o zmniejszenie wymiarów suwaka.



Rys. 12.

§ 9. WYKRES SUWAKOWY ZEUNER'A.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego Zeuner'a wykreślamy wokoło poziomo ułożonej linji drogi tłoka *M. P. O.* — *M. P. K.* koło korby (rys. 13). Od linji *K* — *K*, prostopadłej do *M.P.O.* — *M.P.K.*, odkładamy kąt przodowania δ w kierunku przeciwnym do biegu maszyny i oznaczamy długość linji *OA*, wykreślonej pod kątem δ, równą mimośrodowości *r*. Następnie kreślimy wokoło linji *O A* koło o średnicy *r*, które nazywamy kołem mimośrodu. Odległość poszczególnych punktów obwodu tego koła od środka *O* dużego koła przedstawia drogę, którą suwak przebiega względem swego środkowego położenia, np. cięciwa *O E* przedstawia drogę ξ, którą suwak przebiegł ze swego środkowego położenia w czasie, w którym korba maszyny okręciła się o kąt β względem swego martwego położenia *M.P.O.* i znajduje się w punkcie *M*. Słuszność tego twierdzenia wynika z wykresu zasadniczego ruchów suwaka (§ 6, rys. 5), według


Ex
Wy
Wl
Co
K
H
A
koło mimośrodu
Ex
M
E
Wy
LDT
MPO
MPK
B
Wl
K
koło mimośr
F
N
Co
D
koło korby
K
G

Rys. 13.

którego droga, przebiegnięta przez suwak względem środkowego położenia w czasie, w którym korba maszyny przebiega kąt β, względem martwego położenia, wynosi $\xi = r[\sin(\delta + \beta)$. W wykresie, przedstawionym na rys. 13, mamy:

$$OE = OA \cdot \sin \sphericalangle OAE = OA \cdot \sin (OAB + BAE) = OA \cdot \sin (\delta + \beta)$$

czyli cięciwa OE równa się drodze ξ suwaka.

W dolnej części koła korby kreślimy wokoło linji OD, która jest również pochylona względem linji $K - K$ pod kątem δ, koło mimośrodu o średnicy r. Odległość poszczególnych punktów obwodu tego koła od środka O przedstawia także drogę, którą suwak przebiegł względem swego środkowego położenia przy obrocie korby o pewien kąt, np. cięciwa OF równa się drodze ξ_1 suwaka przy położeniu korby w punkcie N, co również wynika z poprzednio przytoczonego dowodzenia.

Jeśli wykreślimy z punktu O w górnem kole mimośrodu koło o promieniu równym przysłonięciu wlotowemu e, a w dolnem kole mimośrodu równym przysłonięciu wylotowemu i, to odcinki wektorów, znajdujące się pomiędzy temi kołami i kołami mimośrodów, przedstawiają odmyki kanału dla wlotu względnie wylotu pary przy odnośnych położeniach korby maszyny; — np. przy położeniu korby w punkcie H suwak otwiera kanał dla wlotu pary na szerokości x, a przy położeniu korby w punkcie G suwak otwiera kanał dla wylotu pary na szerokości y, równej szerokości kanału a. W wykresie rys. 13 odmyki te są uwidocznione zakreskowanemi polami. Przez połączenie środka O koła korby z przecięciami kół mimośrodu z kołami, zatoczonemi promieniami e i i, znajdujemy położenia korby, przy których następuje wlot przedzwrotowy Wl, początek ekspansji Ex, wylot przedzwrotowy Wy i początek kompresji Co.

Przez połączenie linjami punktu Wl z punktem Ex, a punktu Wy z punktem Co (na rysunku linjami — - — - — -) powstaje z wykresu suwakowego Zeuner'a wykres suwakowy Reuleaux'a; — podobne połączenie charakterystycznych punktów stosuje się czasami dla skontrolowania dokładności zaprojektowanego wykresu Zeuner'a, w którym sprawia pewną trudność ścisłe oznaczenie wielkości przysłonięcia wylotowego i z przecięcia linji Wy-O i Co-O z kołem mimośrodu.

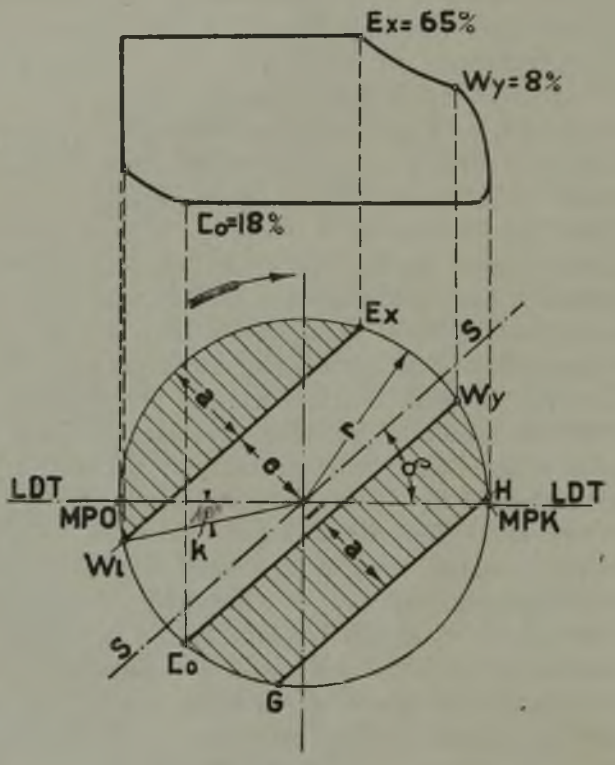
Przy projektowaniu wykresu suwakowego Zeuner'a na podstawie parowego wykresu indikatora postępujemy następująco.

Pod wykresem indikatora rysujemy koło korby o średnicy $2r$ równej długości wykresu indikatora. Linja drogi tłoka *M.P.O.—M. P. K.* jest ułożona poziomo. Jeśli przyjmiemy, że długość korbowodu $L = \infty$, to rzutujemy punkty *Ex* i *Co* z wykresu indikatora na koło korby. Potem przyjmujemy dla wlotu przedzwrotowego kąt korbowy $k = 7°$ do $15°$ i łączymy punkt *O* z punktami *Wl* i *Ex*. Ponieważ w wykresie Zeuner'a koło mimośrodu przechodzi przez przecięcie linji *Wl-O* i *Ex-O* z kołem o promieniu *e*, przeto dzielimy kąt *Wl O Ex* na dwie połowy, mianowicie $\sphericalangle Wl\,O\,A = \sphericalangle A\,O\,Ex$. Wokoło linji *O A*, która jest pochylona względem linji *K — K* pod kątem przodowania φ, kreślimy koło mimośrodu o średnicy *r*, które przecina linje *Wl-O* i *Ex-O* w punktach I i II, przez które przeprowadzamy koło o promieniu *e*. Jeśli mimośrodowość $r = a + e$, to pole zakreskowane przedstawia odmyki kanału wlotowego, np. przy położeniu korby w punkcie *H* odmyk równa się *x*. Linijny wlot przedzwrotowy znajdujemy jako *u*. Teraz przedłużamy linję *A O* aż do punktu *D* i kreślimy dolne koło mimośrodu, które przecina linję *O-Co* w punkcie III. Długość *O*-III równa się przysłonięciu wylotowemu *i*, którem zataczamy promień, przecinający dolne koło mimośrodu w punkcie IV. Następnie łączymy punkt *O* z punktem IV i znajdujemy wylot przedzwrotowy w punkcie *Wy* na kole korby, który przenosimy do wykresu indikatora. Gdyby otrzymany wylot przedzwrotowy *Wy* posiadał wielkość nieodpowiadającą wymaganiom maszyny, to należałoby odpowiednio zmienić *Co*, *Wl* lub *Ex*. W końcu kreślimy koło o promieniu $(i + a)$, które przecina dolne koło mimośrodu w punktach V i VI. Długość poszczególnych wektorów pomiędzy kołem o promieniu *i* a kołem o promieniu $(i + a)$ przedstawia odmyki kanału dla wylotu pary przy pewnem położeniu korby, np. przy martwem położeniu korby znajdujemy linijny wylot przedzwrotowy u_1, a przy położeniu korby w punkcie *G* jest kanał *a* otwarty na całej swej szerokości.

Wykres suwakowy Zeuner'a nie przedstawia tak jasno zależności ruchów suwaka od obrotu mimośrodu jak wykresy suwakowe Mueller-Reuleaux'a. Z tej przyczyny poleca się stosować naogół przedewszystkiem wykresy Mueller-Reuleaux'a, a wykres Zeuner'a tylko przy projektowaniu tych stawideł, w których posiada on większą przejrzystość, np. przy stawidłach zaworowych z regulatorem osiowym i przy stawidłach jarzmowych.

§ 10. PRZYKŁAD. OBLICZENIE WYMIARÓW SUWAKA PŁASKIEGO.

Poniżej podane obliczenie wymiarów suwaka płaskiego ma służyć tylko za przykład stosowania poprzednio podanych wykresów suwakowych, wobec czego przeprowadzono je dla dłu-



Rys. 14.

gości korbowodu $L = \infty$, co nie odpowiada rzeczywistym warunkom.

Dla maszyny parowej o średnicy cylindra $D = 300$ *mm* i skoku tłoka $s = 550$ *mm*, pracującej przy $n = 120$ obr/min z napełnieniem 65% i z kompresją 18%, mają być obliczone wymiary suwaka płaskiego.

Pod wykresem indikatora, którego długość przyjmujemy 100 *mm*, rysujemy koło mimośrodu = kołu korby o średnicy

$2r = 100$ *mm* (rys. 14). Z wykresu indikatora rzutujemy punkty *Ex* (65%) i *Co* (18%) na koło mimośrodu, przyjmujemy kąt korby $k \cong 10°$, łączymy punkt *Wl* z punktem *Ex* i kreślimy do *Wl—Ex* równoległą *S—S*, która jest położoną względem drogi tłoka pod kątem przodowania δ. Z punktu *Co* kreślimy do linji *S—S* równoległą, która przecina koło korby w punkcie *Wy*. Przenosząc *Wy* do wykresu indikatora, stwierdzamy, że wylot przedzwrotowy wynosi 8%, co w danej maszynie jest dopuszczalne.

Pomiędzy linją *S — S* i linją *Wl — Ex* otrzymujemy przysłonięcie wlotowe $e = 25$ *mm*, a pomiędzy linją *S — S* i linją *Wy — Co* — przysłonięcie wylotowe $i = 8$ *mm*. Jeśli przyjmiemy mimośrodowość $r = a + e$, to szerokość kanału wynosi w wykresie $a = 25$ *mm*. Szerokość kanału *a* odkładamy w wykresie po stronie wylotu aż do linji *G H*.

Ponieważ szerokość kanału *a* jest jednakowa dla wlotu i dla wylotu, przeto skalę wykresu suwakowego musimy ustalić na podstawie potrzebnego wolnego przekroju kanału dla wylotu pary f_a, przyczem przyjmujemy prędkość pary $v_a = 30$ *m/sek.*

$$\text{Średnia prędkość tłoka} = c_m = \frac{0{,}55.120}{30} = 2{,}2 \text{ m/sek.}$$

Czynne pole tłoka przy uwzględnieniu drąga tłokowego przez spółczynnik $\varphi = 0{,}99$ wynosi: $F = \frac{0{,}99 \cdot \pi \cdot 30^2}{4} \cong 700$ *cm*^{2}.

Potrzebny wolny przekrój kanału dla wylotu pary wynosi: $f_a = \frac{700 \cdot 2{,}2}{30} \cong 52$ *cm*^{2}.

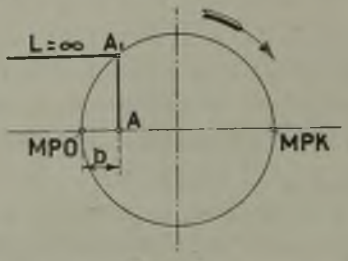
Jeśli przyjmiemy wysokość kanału (patrz rys. 10) $h \cong 0{,}667.D = 200$ *mm*, to obliczamy potrzebną szerokość *a* kanału: $a_{ob} = \frac{52}{20} = 26$ *mm*. Skala wykresu $a : a_{ob}$ wynosi więc 25 : 26, wobec czego suwak musi przy szerokości kanału $a = 26$ *mm* posiadać przysłonięcia:

$e = \frac{25.26}{25} = 26$ *mm*; $i = \frac{8.26}{25} \cong 8{,}3$ *mm* oraz mimośrodowość $r = a + e = 52$ *mm*.

§. 11. WPŁYW RZECZYWISTEJ DŁUGOŚCI KORBOWODU NA ROZRZĄD PARY WZGLĘDNIE NA STAWIDŁA.

W poprzednich paragrafach przyjmowaliśmy nieskończenie wielką długość korbowodu $L = \infty$, czyli odległość od martwego

położenia prostopadłego rzutu położenia czopa korbowego na linję drogi tłoka identyfikowaliśmy z drogą przebytą przez tłok względem martwego położenia, np. przyjmowaliśmy, że (rys. 15)

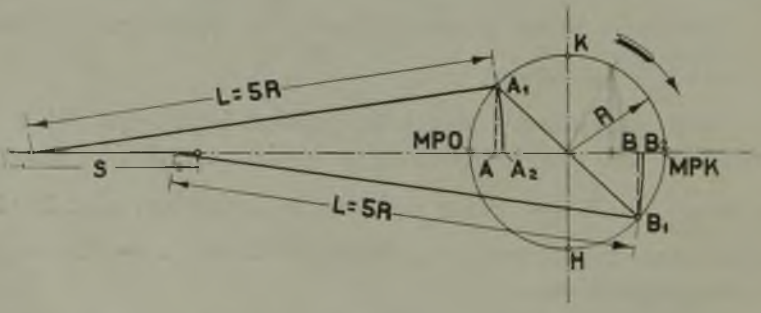


Rys. 15.

przy położeniu czopa w punkcie A_1 tłok przebiegł drogę b. Przy tem założeniu tłok przebiegałby przy tych samych kątach korbowych te same drogi w czasie swego biegu naprzód i wstecz.

Ponieważ stosunek długości korbowodu do promienia korby zwykle nie jest duży, przeważnie $L : R = 5$, przeto należy przy projektowaniu stawideł uwzględnić rzeczywistą długość korbowodu.

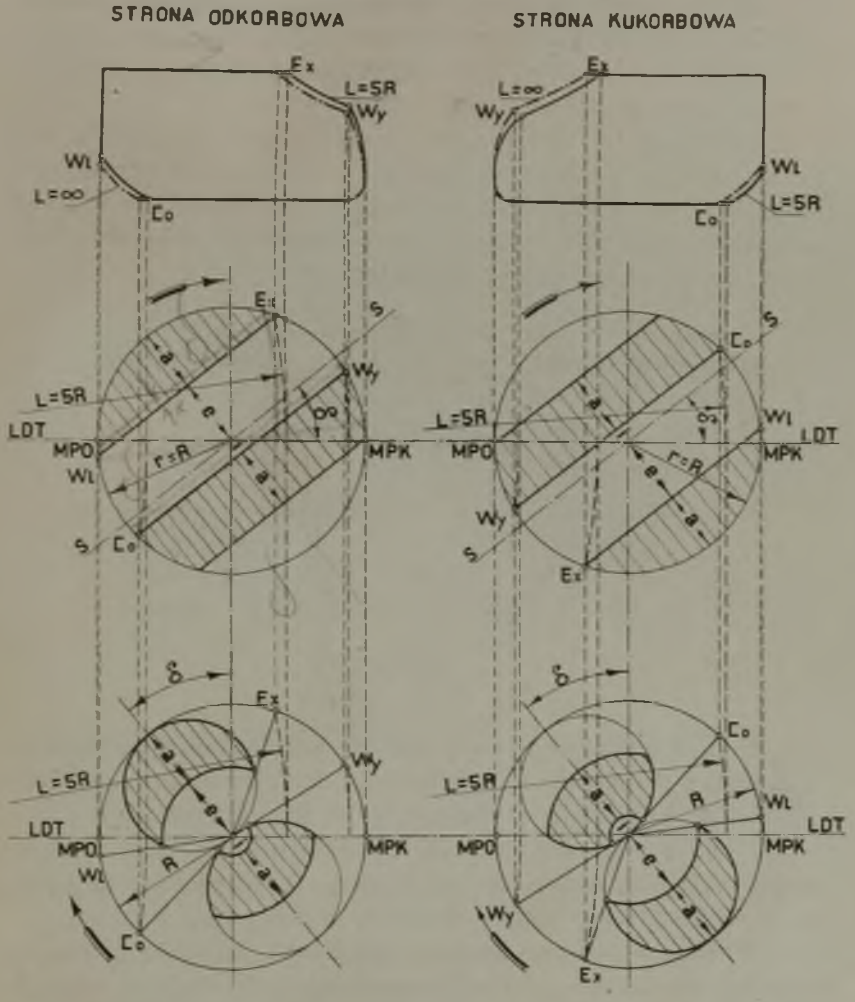
Wpływ rzeczywistej długości korbowodu uwidocznia rys. 16, w którym zamiast drogi tłoka umieszczono drogę wodzika,



Rys. 16.

połączonego z tłokiem zapomocą drąga tłokowego. Gdy wykreślimy przez położenia czopa korbowego dla biegu maszyny naprzód *M.P.O.* — *M.P.K* i dla biegu wstecz *M.P.K.* — *M.P.O.* łuki o promieniu $L = 5\,R$, to stwierdzimy, że tłok przy biegu maszyny naprzód wykonywa dłuższą drogę, a przy biegu wstecz krótszą drogę od wynikającej z prostopadłego rzutu odnośnego po-

łożenia czopa korbowego na linję drogi tłoka; — np. przy położeniu czopa korbowego w punkcie A_1 tłok znajduje się w punkcie A_2, a nie w punkcie A, natomiast przy położeniu czopa w punkcie B_1 tłok znajduje się w punkcie B_2, a nie w punkcie B.



Rys. 17

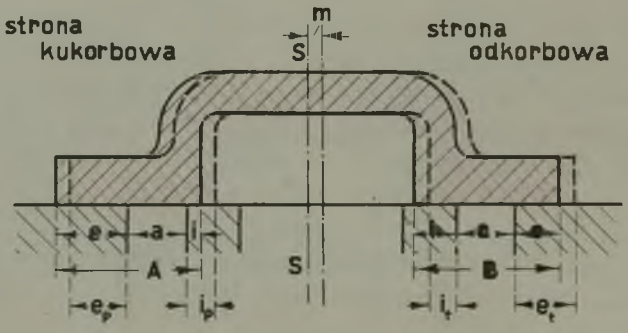
W celu stwierdzenia wpływu, jaki wywiera długość korbowodu na rozrząd pary, dokonany zapomocą suwaka, projektujemy parowe wykresy indikatora na podstawie wykresów suwakowych, w których przyjmujemy dla strony odkorbowej i kukorbowej te same przysłonięcia e i i (rys. 17). Przy $L = \infty$ otrzy-

mujemy wykresy przedstawione kreskowanemi linjami, a przy $L = 5R$ — wykresy przedstawione pełnemi linjami. Porównywując te wykresy indikatora, widzimy, że z powodu rzeczywistej długości korbowodu otrzymujemy:

1) po stronie odkorbowej napełnienie i kompresję większe, a wylot przedzwrotowy mniejszy niż przy $L = \infty$.

2) po stronie kukorbowej napełnienie i kompresję mniejsze, a wylot przedzwrotowy większy niż przy $L = \infty$.

Częściowe wyrównanie tego niejednakowego rozrządu pary po stronie ku- i odkorbowej można uzyskać przez przesunięcie suwaka z jego środkowego położenie S—S o długość m w stronę odkorbową (suwak rysowany linją przerywaną) (rys. 18). Skutkiem takiego przesunięcia otrzymujemy:



Rys. 18.

1) po stronie odkorbowej większe przysłonięcie wlotowe e_l, a mniejsze przysłonięcie wylotowe i_l, czyli mniejsze napełnienie i mniejszą kompresję, a większy wylot przedzwrotowy,

2) po stronie kukorbowej mniejsze przysłonięcie wlotowe e_p, a większe przysłonięcie wylotowe i_p, czyli większe napełnienie i większą kompresję, a mniejszy wylot przedzwrotowy.

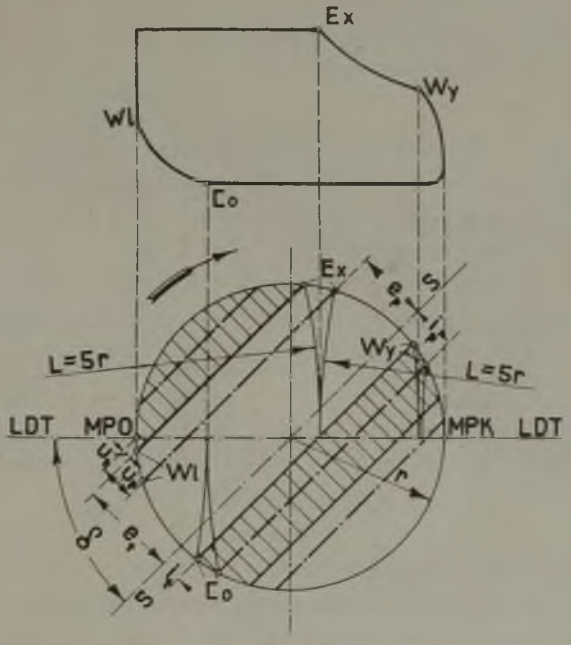
W sposób powyżej podany nie można jednakże wyrównać w pożądanej mierze wszystkich zasadniczych okresów rozrządu pary po obydwóch stronach tłoka, gdyż zbyt duża wielkość przesunięcia m spowodowałaby:

1) bardzo dużą różnicę linijnego wlotu przedzwrotowego po obydwóch stronach tłoka, co nie jest dopuszczalne,

2) zmusiłaby do stosowania większej mimośrodowości, mianowicie $r \geqq a + e_l$, jeśli ze względu na możliwość dławienia

pary dolotowej kanał po stronie odkorbowej ma być dla wlotu pary całkowicie otwarty, gdyż przysłonięcie wlotowe po stronie odkorbowej powiększa się o długość m, czyli $e_t = e + m$.

Z tej przyczyny można przez przesunięcie suwaka w stronę odkorbową o długość m osiągnąć tylko częściowe wyrównanie napełnienia i kompresji po obydwóch stronach tłoka; — otrzymujemy wtedy suwak symetryczny, posiadający jednakowe dłu-



Rys. 19.

gości łapek A i B, co ze względów fabrykacyjnych jest bezwątpienia pożądane.

Chcąc uzyskać wyrównanie napełnienia i kompresji w większym stopniu, trzeba przy projektowaniu suwaka na podstawie wykresu suwakowego wykonać łapki A i B o niejednakowej długości, czyli niejednakowe przysłonięcie po stronie ku- i odkorbowej. W jakiej mierze można osiągnąć pożądany skutek zapomocą powyższego środka, możemy rozważyć na podstawie rys. 19, w którym zaprojektowano pod wykresem indikatora wykresy suwakowe dla strony ku- i odkorbowej.

Z rysunku widzimy:

1) Że przy jednakowem napełnieniu po obydwóch stronach tłoka otrzymujemy niedopuszczalnie dużą różnicę linijnego wlotu przedzwrotowego, mianowicie u_p jest znacznie większe od u_l;—skutkiem tego możemy wyrównać napełnienie po obydwóch stronach tłoka tylko w takim stosunku, jakiego dozwala wzgląd na dopuszczalną różnicę wlotu przedzwrotowego, która może wynosić aż do 7° kąta korby. W rzeczywistości całkowite wyrównanie napełnień nie jest też konieczne, a jest bardzo pożądane jedynie w bardzo wolno chodzących maszynach.

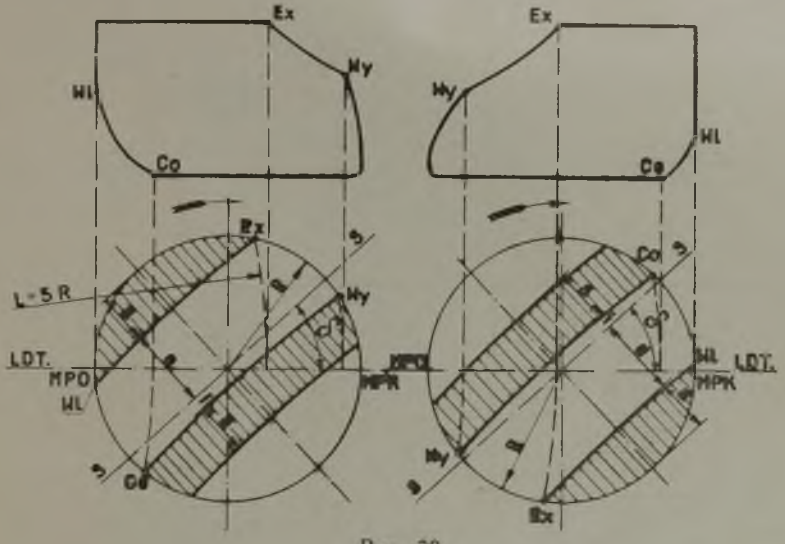
2) Że przy jednakowej kompresji po obydwóch stronach tłoka różnica w wylocie przedzwrotowym jest nieznaczna; — wobec tego należy o ile możności stosować jednakową kompresję po obydwóch stronach tłoka, wykonywując przysłonięcia wylotowe i_l i i_p ściśle według wykresu suwakowego dla tej samej kompresji. W zasadzie całkowite wyrównanie kompresji nie jest również konieczne.

§ 12. WPŁYW RZECZYWISTEJ DŁUGOŚCI DRĄŻKA MIMOŚRODU.

W większości wypadków mimośrodowość r jest bardzo mała w stosunku do długości l drążka mimośrodu, łączącego mimośród z drążkiem suwakowym, napędzającym suwak. Ponieważ w tym wypadku zmiany rozrządu pary, spowodowane rzeczywistą długością drążka mimośrodu w stosunku do nieskończenie wielkiej jego długości, są bardzo małe, przeto nie potrzeba ich uwzględniać przy projektowaniu suwaka.

W tych wypadkach natomiast, w których długość l drążka mimośrodu nie jest bardzo duża w stosunku do mimośrodowości r, nie można przy projektowaniu suwaka zaniedbywać zmian, jakie powoduje rzeczywista długość tego drążka w wykresie indikatora. Najlepszy pogląd na te zmiany daje wykres suwakowy Reuleaux'a, w którym linje proste, określające przysłonięcia, trzeba zastąpić łukami, zatoczonemi promieniem o długości drążka mimośrodu przy uwzględnieniu skali wykresu suwakowego

(rys. 20). Z rysunku widzimy, że rzeczywista długość drążka mimośrodu powoduje przy użyciu stawidła suwakowego o zewnętrznym wlocie, jakie dotychczas było rozważane, zmiany w rozrządzie pary po stronie ku- i odkorbowej w tym samym kierunku jak rzeczywista długość korbowodu, t. j. powoduje po stronie odkorbowej dalsze powiększenie napełnienia i kompresji oraz dalsze zmniejszenie wylotu przedzwrotowego, a po stronie kukorbowej dalsze zmniejszenie napełnienia i kompresji oraz dalsze powiększenie wylotu przedzwrotowego. Z tej przyczyny nie można polecać w stawidle suwakowem o zewnętrznym wlocie używania zbyt krótkiego drążka mimośrodu.



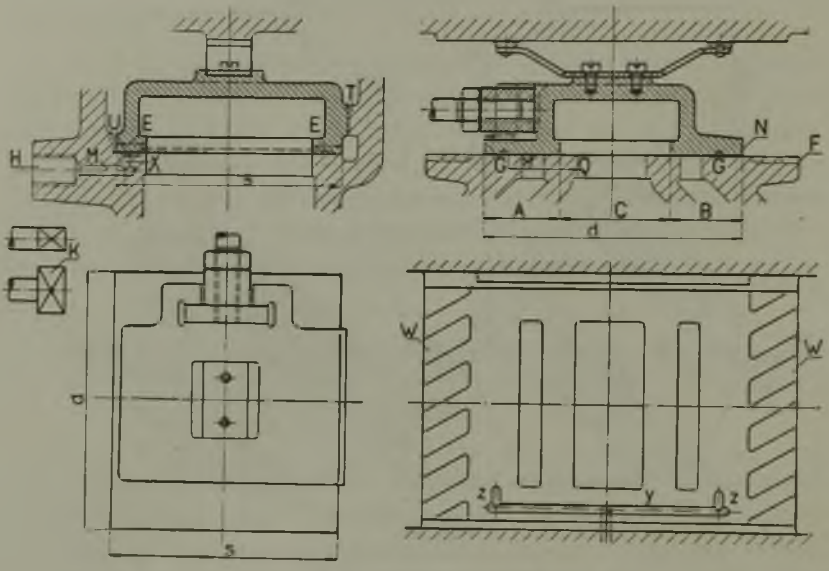
Rys. 20.

W stawidłach suwakowych o wewnętrznym wlocie wpływ rzeczywistej długości drążka mimośrodu powoduje zmiany w kierunku przeciwnym jak rzeczywista długość korbowodu, a wpływ ten będzie rozważany przy suwakach tłokowych, posiadających przeważnie wewnętrzny wlot pary (patrz § 22).

§ 13. KONSTRUKCJA SUWAKA PŁASKIEGO.

Suwaki płaskie wykonywa się prawie wyłącznie z żelaza lanego, a jedynie w bardzo małych maszynach, zwłaszcza jeśli pracują one z dłuższemi przerwami, także z mosiądzu.

W większości wypadków suwak ten posiada nietylko płaską gładź suwakową, której wymiary *A*, *B*, *C* (rys. 21) oznacza się na podstawie wykresu suwakowego, lecz i wszystkie inne ścianki płaskie, a tylko przy dużych wymiarach suwaka górna jego ścianka ze względu na większą wytrzymałość zatoczona bywa łukiem. Suwak powinien być możliwie lekki, skutkiem czego powinien posiadać możliwie cienkie ścianki, które jednakże muszą być dostatecznie wytrzymałe. W niektórych wypadkach trzeba ze względów wytrzymałościowych wzmocnić górną ściankę żebrami; — naogół poleca się jednakże unikać żeber,



Rys. 21.

ponieważ mogą one łatwo spowodować odkształcenie gładzi suwakowej. Poszczególne ścianki należy więc przeliczyć na wytrzymałość, a najniebezpieczniejszy jest przekrój ścianki według przekątnej. Jeśli wprowadzimy następujące oznaczenia:

c = długość ścianki w *cm*,
b = szerokość ścianki w *cm*,
g = grubość ścianki w *cm*,
p = ciśnienie pary w kg/cm^2,
M_g = moment zginający,
W = moment wytrzymałości,

k_g = dopuszczalne naprężenie na zginanie w kg/cm^2, to dla przekroju ścianki według przekątnej otrzymamy:

$$1)\ M_g = \frac{1}{12} \cdot \frac{c^2 . b^2 . p}{\sqrt{c^2+b^2}} = W . k_g$$

Moment wytrzymałości oblicza się na podstawie zaprojektowanego suwaka; jeśli rozważana ścianka jest płaską i nie posiada żeber, to otrzymujemy:

$$W = \frac{\sqrt{c^2+b^2} . g^2}{6 . \mu}$$, a ponieważ $\mu = 0{,}76$ dla osadzonych końców ścianek, przeto dopuszczalne naprężenie w takiej ściance bez żeber wynosi:

$$2)\ k_g = 0{,}38 . \frac{b^2}{1+\frac{b^2}{c^2}} \cdot \frac{p}{g^2}$$

We wzorze 1) i 2) poleca się stosować:

$k_g \leqq 250\ kg/cm^2$, jeśli $b \geqq 0{,}45 . c$,
$k_g \leqq 170\ kg/cm^2$, jeśli $b \leqq 0{,}4 . c$.

Przy małych wymiarach względy wytrzymałościowe nie są miarodajne dla oznaczenia grubości ścianek suwaka, tylko względy technologiczne na uzyskanie niewadliwego odlewu.

Szerokość bocznych listewek E, na których suwak ślizga się po gładzi suwakowej cylindra, nie może być zbyt wązka tak ze względu na dopuszczalne ciśnienie jednostkowe, jak i na możność umieszczenia wpustek do smarowania suwaka. Przy większej szerokości listewek E wzrasta opór, który musi być przezwyciężony przez mechanizm napędzający suwak, lecz ciśnienie jednostkowe zmniejsza się. Przeważnie wykonywa się szerokość E równą grubości ścianki cylindra, przy większych cylindrach nawet większą, natomiast przy małych — mniejszą.

Jeśli oznaczymy (rys. 21) przez d w cm całą długość suwaka, przez s w cm całą jego szerokość, przez p w kg/cm^2 nadciśnienie działające na suwak, a przez f_s powierzchnię, na której suwak spoczywa na gładzi suwakowej cylindra, to dopuszczalne ciśnienie jednostkowe wynosi:

$$3)\ k = \frac{d . s}{f_s} p \leqq 25\ kg/cm^2.$$

Opór suwaka, wywołany działaniem pary na jego górną powierzchnię, obliczamy ze wzoru:

4) $R = d.s.p.\mu$ w *kg* przyczem przyjmujemy spółczynnik tarcia $\mu = 0{,}18$ do 0,22, nie uwzględniając odciążenia, osiągniętego przez wpustki *W* w gładzi suwakowej cylindra i przez przeciwprężność, działającą wewnątrz suwaka.

Długość gładzi suwakowej cylindra powinna być tak dobrana, aby przy pracy suwaka krawędź *N* nie przechodziła zbyt daleko poza krawędź *F*, celem zapewnienia jego szczelności. Smarowanie gładzi suwakowej odbywa się zwykle smarem, doprowadzonym osobną pompką do wentylka zwrotnego, znajdującego się w miejscu *H* górnej ścianki skrzynki suwakowej, posiadającego gwint gazowy $^3/_8$". Smar płynie przez otwór *M* o średnicy 8 do 6 *mm* i przez otwór *X* o średnicy 6 do 4 *mm* do gładzi suwakowej cylindra, w której są wycięte wpustka podłużna *Y* i wpustki poprzeczne *Z*. W łapkach suwaka *A* i *B* znajdują się wpustki *G*, które posiadają taką długość, że przy ruchu suwaka przechodzą przez wpustki *Z*, zabierając z nich smar, który rozprowadzają po gładzi suwakowej cylindra. Wpustki *G* muszą być tak umieszczone, aby nie wpływały niekorzystnie na rozrząd pary i aby nie doprowadzały smaru do wylotu pary, czyli przy środkowem położeniu suwaka musi być odległość pomiędzy krawędzią wpustki w suwaku a krawędzią *Q* w gładzi suwakowej cylindra większa od mimośrodowości *r*.

Suwak otrzymuje prowadzenie zapomocą listewek *T*, które ślizgają się po odpowiednich listewkach w skrzynce suwakowej. W maszynach leżących ciężar suwaka spoczywa na dolnych listewkach *T*, które powinny być dostatecznie szerokie i podpierać suwak w pobliżu jego punktu ciężkości, natomiast pomiędzy górnemi listwami *U* można pozostawić szczelinę 1 do 2 *mm*. W maszynach stojących stosuje się obustronne prowadzenie suwaka w skrzynce suwakowej zapomocą wązkich listewek, ponieważ ciężar suwaka nie spoczywa na nich, tylko na drążku suwakowym.

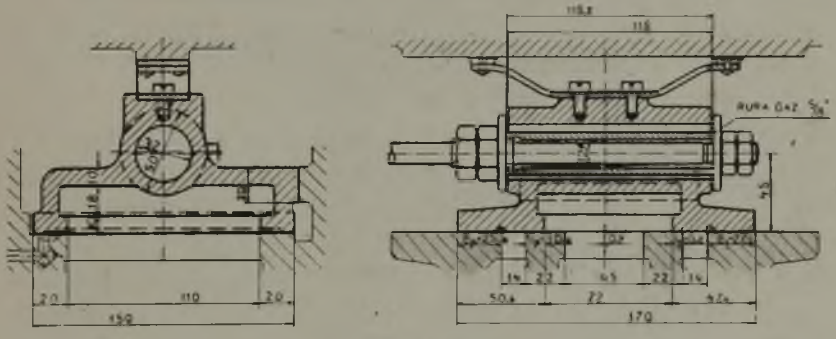
Nad grzbietem suwaka umieszcza się przeważnie sprężynę, opierającą się o pokrywę skrzynki suwakowej. Zadaniem sprężyny jest zapewnienie przylegania gładzi suwaka do gładzi suwakowej cylindra w czasie, w którym ciśnienie pary nie działa na suwak, oraz dociśnięcie suwaka do tejże gładzi, gdyby odchylił się od niej z powodu uderzenia wodnego w cylindrze. Zwykle używa się w tym celu płaskich sprężyn stalowych, do których przynitowuje się nitami miedzianemi, jak to widoczne

z rys. 21 i 22, płytki miedziane w miejscach styku ich z pokrywą skrzynki suwakowej, aby zapobiec zbyt dużemu ścieraniu się ostatnich. Z tej samej przyczyny umieszcza się w suwakach o dużych wymiarach wspomnianą sprężynę w osobnej skrzynce z lanego żelaza, ułożonej w pokrywie skrzynki suwakowej, a ślizgającej się po listewce znajdującej się na grzbiecie suwaka (patrz rys. 30, str. 68).

Połączenie suwaka z drążkiem suwakowym powinno być tak wykonane, aby zezwalało:

1) na dogodne składanie i rozbieranie (montaż i demontaż) suwaka;

2) na nastawianie suwaka przez zmianę długości drążka suwakowego, które może następować wewnątrz lub zewnątrz



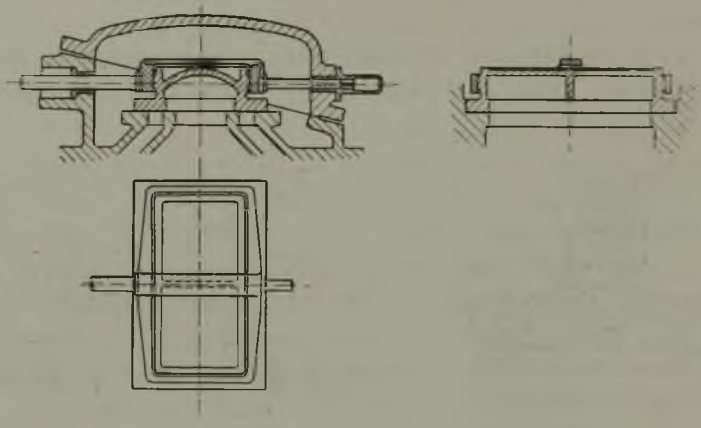
Rys. 22.

skrzynki suwakowej; nastawianie zewnątrz skrzynki jest dogodniejsze;

3) na przesuwanie się suwaka prostopadle do osi drążka suwakowego, co jest konieczne ze względu na przyleganie suwaka do gładzi suwakowej cylindra pomimo ścierania się powierzchni pracujących na sobie jak i ze względu na możność odchylenia się suwaka od gładzi suwakowej cylindra w celu wypuszczenia wody w razie uderzenia wodnego w cylindrze;

4) na wykonanie możliwie małej odległości pomiędzy osią drążka suwakowego i gładzią suwakową celem zmniejszenia momentu siły, działającej w drążku suwakowym; przy dużym momencie może bowiem zachodzić przechylenie się suwaka i ścieranie końcowych jego krawędzi.

Tym warunkom czynią zadość konstrukcje, przedstawione na rys. 21, 22 i 23. Bardzo korzystna jest budowa suwaka, przedstawiona na rys. 22, bo nietylko jest tania, lecz i dozwala stosowania jej także w wielkich suwakach i przy dużych prędkościach. Wewnątrz suwaka wokoło drążka suwakowego jest tutaj umieszczona rura gazowa, posiadająca długość o około 0,2 *mm* większą od długości piasty suwaka, skutkiem czego podkładki nakrętek spoczywają na tej rurze, umożliwiając przesuwanie się suwaka prostopadle do osi drążka suwakowego;



Rys. 23.

oczywiście otwór w piaście suwaka, o kształcie koła lub podłużnym, musi być dostatecznie duży.

Konstrukcja wskazana na rys. 21 składa się z nakrętki spiżowej, luźno dopasowanej do suwaka, w której gwint wkręca się drążek suwakowy. Zamiast nakrętki można odkuć drążek suwakowy z łbem z jednego kawała (patrz przy K), co jednak może czasem utrudniać montaż suwaka. Konstrukcje te są tańsze w wykonaniu od budowy podług rys. 22, lecz można ich używać tylko w mniejszych maszynach i przy niezbyt wielkiej liczbie obrotów, bo z powodu luźnego dopasowania nakrętki względnie łba drążka do suwaka łatwo zachodzi z biegiem czasu niemiłe uderzanie w maszynie z powodu wybicia się wspomnianych części.

Przy wielkiej liczbie obrotów i dużym suwaku otrzymuje się największą niezawodność połączenia suwaka z drążkiem suwakowym przy wykonaniu go podług rys. 23. Drążek suwakowy zabiera tutaj suwak zapomocą ramy, tworzącej jedną część z drążkiem. Budowa ta jest bardzo kosztowna i wymaga ze względów montażowych skośnego podziału skrzynki suwakowej, jak to wynika z rys. 23.

Ze względu na duży opór R suwaka, obciążonego ciśnieniem pary dolotowej, suwaki płaskie mogą być używane tylko przy parze nasyconej i przy ciśnieniu dolotowem nie większem od 8 *atm* nadc., gdyż przy wyższem ciśnieniu mogłoby łatwo zachodzić zatarcie się suwaka o gładź suwakową cylindra.

§ 14. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA PŁASKIEGO.

Dla rolniczej lokomobili parowej o mocy normalnej 13 KM_e, stałej mocy największej 17 KM_e i przejściowej mocy największej 20 KM_e należy zaprojektować suwak płaski. Ciśnienie dolotowe pary nasyconej wynosi 7,7 atm nadciśn., przeciwprężność 0,1 atm nadciśn., a liczba obrotów na minutę n = 200. Stawidło ma być w ten sposób wykonane, by można było zmieniać w czasie postoju maszyny wielkość napełnienia cylindra i uzyskać bieg maszyny prawy jak i lewy.

Jeśli przyjmiemy sprawność mechaniczną $\eta_m = 0{,}81$, to maszyna posiada:

indikowaną moc normalną . . . . . $N_{i\,norm} = \frac{13}{0{,}81} \cong 16{,}1\ KM_i$,

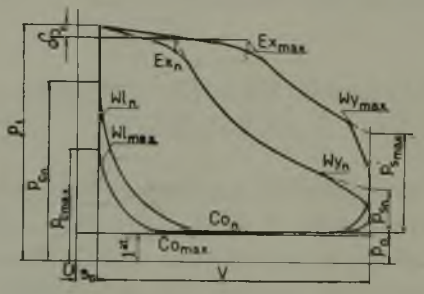
„ „ największą stałą . . . $N_i = \frac{17}{0{,}81} \cong 21\ KM_i$,

„ „ „ przejściową $N_{i\,max} = \frac{20}{0{,}81} \cong 24{,}7\ KM_i$,

Ponieważ w zadaniu wymagana jest moc największa 20 *KMe*, a maszyna zaopatrzona jest w regulację przez dławienie pary i moc maszyny nie może być zmienianą w czasie ruchu przez zmianę napełnienia, przeto dla oznaczenia wymiarów głównych cylindra projektujemy wykres indikatora dla przejściowego obciążenia największego (rys. 24). Przy kreśleniu tego wy-

kresu, uwzględniając dławienie pary dolotowej przez $\delta . p_1$, gdzie $\delta = 0{,}05$, przyjmujemy około 55% napełnienia największego (Ex_{max}), 22% kompresji (Co_{max}) i około 7,5% wylotu przedzwrotowego (Wy_{max}). Przy mniejszem, z góry przewidywanem obciążeniu maszyny stawidło ma dozwalać ręczne zmniejszanie napełnienia w czasie jej postoju, a przy każdorazowem mniejszem obciążeniu od nastawionego napełnienia następuje w czasie ruchu silnika dławienie pary dolotowej przez zawór dławiący, na który działa samoczynnie regulator.

Wykres indikatora rysujemy 20 *cm* długi, a skala ciśnienia p niechaj wynosi 2 *cm* = 1 *atm*. Szkodliwą przestrzeń przyjmujemy 8%, czyli $s_o = 1{,}6$ *cm*. Wychodząc z punktu *O*,



Rys. 24.

wykreślamy krzywą ekspansji i kompresji jako równoramienne hyperbole. Po splanimetrowaniu wykresu znajdujemy jego pole równe 236,2 cm^2, czyli średnie ciśnienie indikowane wynosi: $p_{i\,max} = \frac{236{,}2}{20.2} \cong 5{,}9$ atm. Grubość drąga tłokowego uwzględniamy przez wprowadzenie spółczynnika 0,97 i znajdujemy czynne pole tłoka F w cm^2 oraz skok maszyny s w m ze wzoru:

$$N_i = \frac{2 . F . s . n . p_{i\,max} . 0{,}97}{60.75} \text{ czyli}$$

$$F . s = \frac{24{,}7 . 60 . 75}{2.200 . 5{,}9 . 0{,}97} \cong 48{,}5\ cm.^2\ m.$$

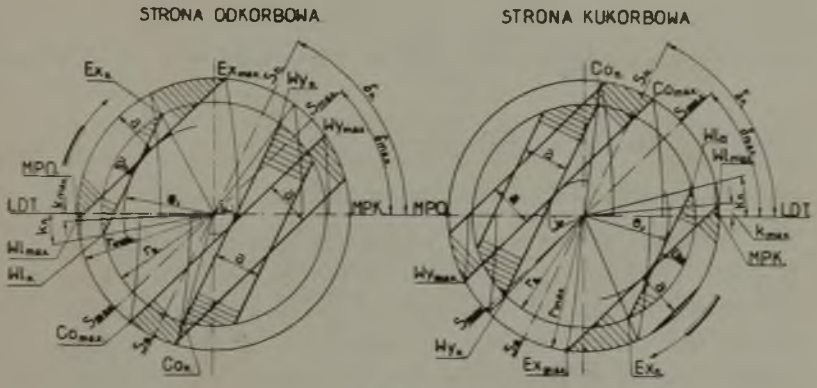
Stosunek skoku maszyny s do średnicy cylindra D wynosi w lokomobilach parowych zwykle $s : D = 1{,}5$, wobec czego wybieramy $s = 240$ *mm* i $D = 160$ *mm*, czynne zaś pole tłoka wynosi $F = \frac{0{,}97 . \pi . 16^2}{4} \cong 195\ cm^2$.

Na podstawie wykresu indikatora dla 55% napełnienia projektujemy wykresy suwakowe o średnicy koła 200 *mm* (rys. 25) dla strony od- i kukorbowej. Przyjmujemy, że mimośrodowość r_{max} ma równać się sumie szerokości kanału a i przysłonięcia wlotowego po stronie odkorbowej e_t, czyli $r_{max} = a + e_t$. Ze względów podanych przy końcu § 11 nie stosujemy równych napełnień po obydwóch stronach tłoka, tylko obieramy:

po stronie odkorbowej największe napełnienie $Ex_{max\,t} = 59\%$,

„ „ kukorbowej „ „ $Ex_{max\,p} = 51\%$,

Kąt korbowy dla wlotu przedzwrotowego obieramy dla największego napełnienia bardzo mały, ponieważ zwiększy się on w danym wypadku dla mniejszych napełnień. Po przyjęciu tego



Rys. 25.

kąta dla strony odkorbowej o wielkości $k_{max} = 3^0$, znajdujemy przysłonięcie wlotowe e_t, które w wykresie suwakowym wynosi $e_t = 66$ *mm*, wobec czego $a = 34$ *mm*. Przeprowadzając w wykresie suwakowym dla strony kukorbowej z punktu Ex_{max} równoległą do linji $Ex_{max} - Wl_{max}$ po stronie odkorbobej, otrzymujemy przysłonięcie wlotowe po stronie kukorbowej, które w wykresie wynosi $e_p = 62{,}8$ *mm*. Zakładając kompresję przy największem napełnieniu: po stronie odkorbowej $Co_{max} = 23\%$, a po stronie kukorbowej $Co_{max} = 21\%$, otrzymujemy przysłonięcia wylotowe, które w wykresie suwakowym wynoszą: dla strony odkorbowej $i_t = 15$ *mm*, a dla strony kukorbowej $i_p = 26{,}2$ *mm*.

Dla znalezienia rzeczywistych wymiarów przysłonięć e_t e_p, i_t i i_p należy obliczyć skalę wykresu suwakowego, którą znajdujemy przez obliczenie szerokości kanału wlotowego a i porównanie jej z szerokością a odmierzoną z wykresu suwakowego (rys. 25) dla strony odkorbowej. Potrzebną szerokość kanału a obliczamy ze wzoru:

$$F.\ c_m = f_e . v_e = a.h.v_e,$$ gdzie oznacza:

F = wyżej podane czynne pole tłoka w cm^2,
c_m = średnia prędkość tłoka w m/sek,
f_e = wolny przekrój kanału wlotowego w cm^2,
v_e = średnia prędkość pary w kanale wlotowym w m/sek.
h = wysokość kanału w cm

$$c_m = \frac{s.n}{30} = \frac{0{,}24 . 200}{30} = 1{,}6\ m/sek$$

Wysokość kanału zakładamy:

$$h \cong 0{,}688.\ D \cong 0{,}688 . 160 = 110\ mm.$$

Ponieważ w maszynie z suwakiem płaskim kanały dla wlotu pary i wylotu jej z cylindra są jednakowe, a prędkość pary wylotowej winna być mniejsza od wlotowej, przeto dla obliczenia szerokości kanałów zakładamy w danym wypadku (ze względu na to, że przy obliczaniu wymiarów wychodzimy z wykresu dla przejściowego obciążenia największego) — wylotową prędkość pary stosunkowo małą, bo $v_a = 21\ m/sek$, która będzie jednocześnie i prędkością wlotową v_e przy napełnieniu największem. Tak małą prędkość v_e stosujemy z tej przyczyny, że musimy przewidzieć, aby przy zmianie mimośrodowości dla obciążenia normalnego nie wzrosła ona ponad dopuszczalną z powodu zachodzącego wtedy zmniejszenia otwarcia kanału a przez suwak.

Z podanego poprzednio wzoru otrzymujemy:

$$a = \frac{F . c_m}{v_e . h} = \frac{195 . 1{,}6}{21 . 11} \cong 13{,}6\ mm.$$

Ponieważ wykonywamy (rys. 22) $a = 14\ mm$, przeto przy napełnieniu największem prędkość pary wynosi:

$$v_e = \frac{195 \cdot 1{,}6}{1{,}4 \cdot 11} \cong 20{,}5 \; m/sek = v_a \; .$$

Znajdujemy teraz skalę wykresu suwakowego:

$$\frac{a_{wykres}}{a_{oblicz.}} = \frac{34}{14} = 2{,}43 \; .$$

Mając skalę wykresu, obliczamy rzeczywiste wymiary:

$$e = \frac{66}{2{,}43} \cong 27{,}2 \; mm; \qquad e_i = \frac{62{,}8}{2{,}43} \cong 25{,}8 \; mm;$$

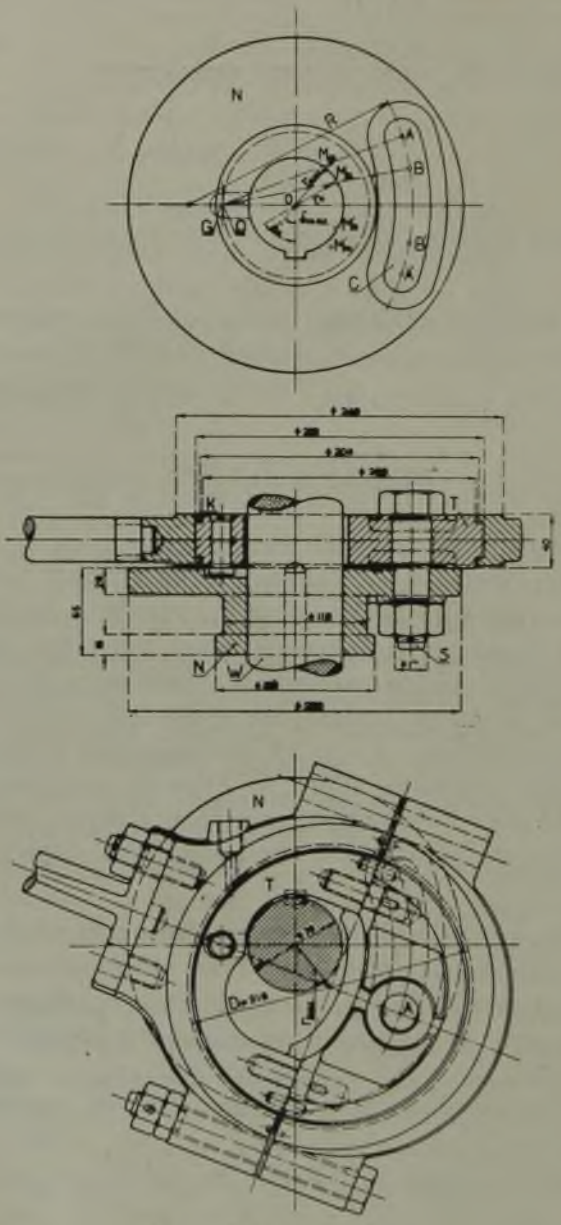
$$i_s = \frac{15}{2{,}43} \cong 6{,}2 \; mm; \qquad i_p = \frac{26{,}2}{2{,}43} \cong 10{,}8 \; mm;$$

$r_{max} = e_i + a = 27{,}2 + 14 = 41{,}2 \; mm$, którą wykonywamy 41 *mm*.

Ze względu na możność zmiany napełnienia w czasie postoju maszyny stosujemy mimośród o konstrukcji, zezwalającej na zmianę jego mimośrodowości (rys. 26). W tym celu projektujemy w wykresie suwakowym (rys. 25) także mimośrodowość dla obciążenia normalnego. Po szeregu prób, przyjmując napełnienie normalne średnio dla obydwóch stron $Ex_n = 28\%$ (rys. 24), znajdujemy z rys. 25 dla obciążenia normalnego mimośrodowość normalną, która w wykresie suwakowym wynosi $r_n = 82$ *mm*. Po uwzględnieniu skali wykresu otrzymujemy rzeczywistą mimośrodowość dla normalnego napełnienia:

$$r_n = \frac{82}{2{,}43} \cong 33{,}75 \; mm, \text{ a wykonywamy: } r_n = 34 \; mm.$$

Z punktu Ex_n dla strony odkorbowej prowadzimy styczną do koła o promieniu e i znajdujemy kąt korby dla wlotu przedzwrotowego przy obciążeniu normalnem, który wynosi $k_n \cong 11^0$. Po przeprowadzeniu stycznych do kół o promieniach i_t, e_p, i_p, i równoległych do linji $Ex_n - Wl_n$ po stronie odkorbowej znajdujemy na kole o promieniu mimośrodowości r_n:
dla strony odkorbowej Wy_n i Co, a dla kukorbowej Ex_n i Wl_n oraz Wy_n i Co_n.



Rys. 26.

Wszystkie te dane dla napełnienia największego i normalnego są umieszczone w następującej tabelce:

	strona odkorbowa		strona kukorbowa	
	Ni_{max}	Ni_{norm}	Ni_{max}	Ni_{norm}
wlot przedzwrotowy	3°	11°	5,5°	14,5°
napełnienie	59%	30,5%	51%	25,5%
wylot przedzwrotowy	7,7%	17,25%	7,5%	17,5%
kompresja	23%	41,5%	21%	39%

Kąty przedowania otrzymujemy z wykresu suwakowego dla napełnienia normalnego $\delta_n = 64{,}5^0$, a dla największego $\delta_{max} = 44{,}5^0$.

Sprawdzić jeszcze musimy prędkość wlotową pary przy obciążeniu normalnem po przestawieniu mimośrodowości na normalną. Z wykresu suwakowego, po uwzględnieniu skali, znajdujemy otwarcie kanału:

$$a_{1t} = \frac{16}{2{,}43} \cong 6{,}58 \text{ mm},$$

więc prędkość pary wynosi:

$$v_{en} = \frac{F \cdot c_m}{h \cdot a_1} \cong \frac{195 \cdot 1{,}6}{11 \cdot 6{,}58} \cong 43 \text{ m/sek},$$

którą należy uważać jeszcze za dopuszczalną.

Na podstawie charakterystycznych punktów, otrzymanych dla rozrządu pary w wykresie suwakowym przy obciążeniu normalnem, projektujemy wykres pracy maszyny przy tem obciążeniu (rys. 24. Ex_n, Wy_n, Co_n) i po splanimetrowaniu znajdujemy pole wykresu ~ 155 cm^2, czyli normalną moc indikowaną

$$Ni_{norm} = \frac{155 \cdot 24{,}7}{236{,}2} \cong 16{,}1 \; KM_i \; .$$

Mając wszystkie wymiary przysłonięć i kanałów, możemy przystąpić do projektowania suwaka, uwidocznionego na rys. 22.

Na podstawie danych r_n, r_{max}, δ_n i δ_{max} konstruujemy mimośród, przedstawiony na rys. 26. Celem umożliwienia zmiany na-

pełnienia w czasie postoju maszyny, tarcza mimośrodu *T* nie jest tutaj umocowana na wale *W* maszyny, a połączona jest zapomocą śruby *S* z tarczą *N*, która jest zaklinowana na wale i posiada wycięcie *C*. Położenie tarczy *T* względem tarczy *N* ustala się podczas postoju maszyny, przyczem przesuwanie tarczy *T* jest ograniczone prowadzeniem łepka kołka *K* w wycięciu, znajdującem się w tarczy *N*. Zależnie od ustalenia śruby *S* w punkcie *A*, *A'* lub *B*, *B'* stawidło daje napełnienie największe lub normalne, a położenie śruby *S* w punktach *A'* i *B'* odpowiada biegowi maszyny w kierunku przeciwnym.

Celem znalezienia promienia *R* odkładamy z punktu *O* mimośrodowości $r_{max} = 41\ mm$ pod kątem $\delta_{max} = 44{,}5^0$ i $r_n = 34\ mm$ pod kątem $\delta_n = 64{,}5^0$, przez co znajdujemy punkty M_m i M_n. Ze względów konstrukcyjnych przyjmujemy punkt *Q* i na przedłużeniu linji $Q\,M_m$ punkt *A*. Długości $M_m\,Q$ i $M_m\,A$ odkładamy od punktu M_n, przez co znajdujemy punkt *G* na przedłużeniu linji *OQ* i punkt *B* na przedłużeniu linji GM_n. Promień koła, przechodzącego przez *A* i *B* ze środkiem leżącym na przedłużeniu linji *OG*, jest promieniem *R*.

§ 15. ZALETY I WADY SUWAKA PŁASKIEGO.

Głównemi zaletami suwaka płaskiego są:

1) wielka prostota budowy, skutkiem czego małe koszty wykonania i łatwa obsługa,

2) duża niezawodność ruchu, oraz

3) dobra szczelność suwaka z powodu dociskania go ciśnieniem pary dolotowej do gładzi suwakowej cylindra.

Wady suwaka płaskiego natomiast są liczne, mianowicie:

A) Duże dławienie pary z powodu powolnego otwierania i zamykania kanałów w gładzi suwakowej cylindra oraz konieczność stosowania dużej mimośrodowości, jeśli suwak ma pracować z mniejszem napełnieniem.

B) Duży opór suwaka z powodu przyciskania go do gładzi suwakowej cylindra ciśnieniem pary dolotowej, skutkiem czego nie można go używać przy wyższych ciśnieniach i przy parze przegrzanej gdyż powstaje duże obciążenie mechanizmu napędzającego suwak.

C) Brak możności regulacji mocy silnika, w zależności od obciążenia, przez samoczynną zmianę napełnienia i konieczność stosowania w czasie ruchu maszyny regulacji jej mocy przez dławienie pary dolotowej, co wpływa ujemnie na zużycie pary; przy ręcznem nastawianiu napełnienia przed uruchomieniem maszyny (patrz § 14) powiększają się znacznie kompresja i wylot przedzwrotowy przy mniejszem napełnieniu, a bardzo małe napełnienie może spowodować pętlicę w wykresie indikatora po stronie kompresyjnej.

D) Szkodliwa przestrzeń i zwłaszcza szkodliwe powierzchnie są duże, co wpływa ujemnie na zużycie pary.

W celu usunięcia powyżej wymienionych wad powstały różne inne stawidła suwakowe, które kolejno będą przedstawione, a mianowicie w celu usunięcia wad.

A) — powstały suwaki o kilkakrotnem otwieraniu kanału dla wlotu względnie wylotu pary, n. p. Trick'a, Penn'a, Weiss'a, Hochwald'a;

B) — suwaki częściowo i całkowicie odciążone;

C) — suwaki podwójne, n. p. Meyer'a, Guhrauer'a i Rider'a, umożliwiające zmianę napełnienia bez zmiany kompresji, wlotu i wylotu przedzwrotowego;

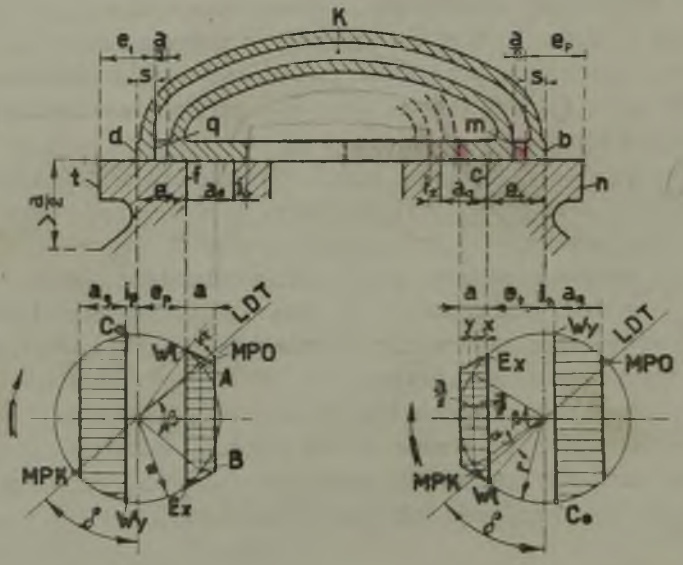
D) — stawidła o dwóch lub czterech suwakach;

E) — stawidła połączone z regulatorem osiowym, umożliwiające samoczynną zmianę napełnienia w czasie ruchu maszyny przy użyciu jednego lub dwóch suwaków.

§ 16. SUWAK TRICK'A.

Suwak Trick'a umożliwia podwójny dopływ pary świeżej do cylindra. W tym celu nad grzbietem suwaka płaskiego znajduje się przewód K, przez który również w odpowiednich okresach para świeża dopływa do kanału w gładzi suwakowej cylindra (rys. 27). Aby uzyskać prawidłowe działanie suwaka Trick'a, musi nietylko gładź suwaka, lecz także i gładź suwakowa cylindra posiadać odpowiednie długości, mianowicie przy środkowem położeniu suwaka odległość krawędzi m od krawędzi n gładzi suwakowej cylindra po stronie odkorbowej musi równać się przysłonięciu wlotowemu e_p po stronie kukorbowej, a odległość krawędzi q od krawędzi t po stronie kukorbowej — przysłonięciu wlotowemu e_t po stronie od-

korbowej. Przez tego rodzaju wykonanie gładzi suwakowej cylindra osiąga się, że przy dojściu krawędzi *b* do krawędzi *c* krawędź *q* staje nad krawędzią *t* i że przy otwieraniu przez krawędź *b* kanału w gładzi suwakowej cylindra dla dopływu pary na stronę odkorbową odbywa się równocześnie dopływ pary świeżej do tegoż kanału przez przewód *K*, sterowany krawędzią *q*; — w ten sam sposób odbywa się podwójny dopływ pary na stronę kukorbową, mianowicie jeden dopływ jest sterowany krawędziami *d* i *f*, a drugi przez przewód *K*



Rys. 27.

krawędziami *m* i *n*. Sterowanie wylotu w suwaku Trick'a odbywa się w taki sam sposób jak w zwykłym suwaku płaskim.

Jeśli oznaczymy szerokość kanału potrzebną dla wlotu pary przez *a*, a grubość ścianki ograniczającej przewód przy jego końcach przez *s*, to szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra musi wynosić $a_g \geq a + s$, a szerokość kanału w gładzi suwaka $\geq \frac{a}{2}$ i przekrój nieobrobionego kanału $K \geq \frac{a}{2} h + 10\%$; — dodawanie większego procentu przy określaniu kanału *K* nie jest wskazane, ponieważ tworzy on w pierwszym okresie eks-

pansji również szkodliwą przestrzeń; czasem jednak stosuje się większą szerokość kanału K ze względu na rdzeń odlewniczy.

Suwak Trick'a może służyć:

1) do znacznego zmniejszenia dławienia pary wlotowej przez szybkie otwieranie i zamykanie kanału wlotowego,

2) do częściowego zmniejszenia dławienia pary wlotowej i równoczesnego zmniejszenia skoku suwaka.

1) Chcąc uzyskać znaczne zmniejszenie dławienia pary dolotowej zapomocą suwaka Trick'a, trzeba wykonać taką samą mimośrodowość jak w zwykłym suwaku płaskim, mianowicie: $r = a + e_t$ (rys. 27). Pod suwakiem rysujemy wykresy suwakowe Mueller'a dla strony odkorbowej i kukorbowej. W wykresach tych jest $x = y$, ponieważ mamy podwójny odmyk kanału a. Otwarcie kanału w gładzi suwakowej cylindra na szerokości a otrzymujemy przy położeniu korby maszyny w punkcie A, t. j. gdy korba przebiegła od wlotu przedzwrotowego kąt α i otwarcie to trwa dopóki nie dojdzie ona do punktu B, opisując kąt β. Jeśli przyjmiemy $a_g = a + s$ i $r = a + e_t$, to narysowane linją przerywaną położenie suwaka jest krańcowem. Tak znaczne zmniejszenie dławienia pary dolotowej jest możliwe tylko w mniejszych suwakach, w których nie zależy na zmniejszeniu ich skoku przez zmniejszenie mimośrodowości mimośrodu.

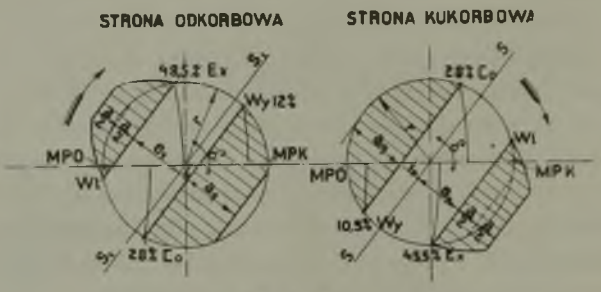
2) Suwak Trick'a jest przeważnie używany w cylindrach niskoprężnych maszyn o podwójnem rozprężaniu pary w tych wypadkach, w których zależy na dużej niezawodności biegu; — posiada on bowiem te same zalety, co zwykły suwak płaski, a daje przy dużem napełnieniu cylindra niskoprężnego stosunkowo dobry rozrząd pary. W tych wypadkach, celem zmniejszenia wymiarów suwaka i mimośrodu, stosuje się przeważnie mniejszą mimośrodowość mianowicie $r < a + e_t$, skutkiem czego jednakże wzrasta dławienie pary dolotowej, które może być jednak mniejsze niż przy suwaku płaskim. Najmniejsza dopuszczalna mimośrodowość może wynosić $r_{min} = \frac{a}{2} + e_t$ (rys. 28, suwak w krańcowem położeniu), lecz wtedy może zachodzić zbyt duża prędkość pary w czasie jej wylotu z cylindra i duże dławienie pary dolotowej. Aby uniknąć tego ostatniego i aby uzyskać całkowite otwarcie kanału o szerokości a_g podczas wylotu pary z cylindra ze strony kukorbowej cylindra, nie poleca się zbytnio zmniejszać mimośrodowości, mianowicie poleca się wykonywać ją $r \geqq a_g + i_p$. Powyższe warunki uwzględniono także

w przykładzie poniżej umieszczonym, a odnoszącym się do wykonania 2.

Przykład. Zaprojektować suwak Trick'a dla cylindra niskoprężnego o średnicy $D = 900$ *mm* i skoku $s = 900$ *mm* przy liczbie obrotów maszyny $n = 75$ *obr/min.* Cylinder ma pracować z napełnieniem około 47% (teoretyczne napełnienie 44%), z kompresją 28% i z wylotem przedzwrotowym około 11%.

Czynne pole tłoka: $F_n = 0{,}98 \cdot \frac{\pi \cdot 90^2}{4} \cong 6240\ cm^2$. Średnia prędkość tłoka: $c_m = \frac{0{,}9 \cdot 75}{30} = 2{,}25\ m/sek$. Jeśli przyjmiemy średnią prędkość pary w czasie wylotu $v_a = 35\ m/sek$, a w czasie wlotu

Rys. 28.



Rys. 29.

$v_e = 46\ m/sek$, to otrzymamy potrzebny wolny przekrój wylotowy f_a i wlotowy f_e ze wzorów:

1) $f_a = \frac{6240 \cdot 2{,}25}{35} \cong 400\ cm^2$; 2) $f_e = \frac{6240 \cdot 2{,}25}{46} \cong 302{,}5\ cm^2$.

Wysokość kanału w gładzi suwakowej cylindra przyjmujemy: $h \cong 0{,}695 \cdot D = 0{,}695 \cdot 900 \cong 625\ mm$. Teraz obliczamy szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra a_g, która jest miarodajna dla wylotu pary, oraz szerokość odmyku a, potrzebną dla wlotu pary: $a_g = \frac{f_a}{h} = \frac{400}{62{,}5} \cong 63\ mm$; $a = \frac{f_e}{h} = \frac{302{,}5}{62{,}5} \cong 49\ mm$ i przyjmujemy

$$\frac{s = \ldots\ldots 14\ mm}{a_g = a + s = 63\ mm.}$$

Na podstawie danego rozrządu pary rysujemy wykresy suwakowe (rys. 29) w skali $2r = 100\ mm$, przyjmując po obydwóch stronach tłoka jednakową kompresję 28%. Ponieważ wykonywamy

$r = a_g + i_p$, przeto projektujemy najpierw wykres suwakowy dla strony kukorbowej, przyjmując 28% *Co* i około 10,5% *Wy*; — równolegle do linji *Wy* — *Co* kreślimy linję $S — S$ oraz po przyjęciu 45,5% napełnienia linję *Ex* — *Wl*. W wykresie suwakowym dla strony odkorbowej rysujemy równolegle do linji $S — S$ linję $S_1 — S_1$ oraz, wychodząc z punktu *Co*, linję *Co* — *Wy*, przez co znajdujemy 12% wylotu przedzwrotowego oraz przysłonięcie wylotowe i_t, od którego odkładamy szerokość a_g. Przyjmujemy około 48,5% napełnienia i przez wykreślenie równoległej do $S_1 — S_1$ znajdujemy wlot przedzwrotowy *Wl*. Z wykresu odmierzamy kąt przodowania $\delta = 52^0\ 15'$ oraz szerokość kanału $a_g = 35$ *mm*. Ponieważ ostatnia wynosi według obliczenia 63 *mm*, przeto otrzymujemy skalę wykresów suwakowych 35 : 63. Na podstawie tej skali rysujemyw wykresach suwakowych szerokość kanału *a* dla wlotu o wielkości

$$a = \frac{49 \cdot 35}{63} \cong 27\ mm$$

oraz kreślimy krzywe otwierania i zamykania kanału *a*.

Odmierzając poszczególne wartości przysłonięć z wykresów suwakowych i dzieląc je przez skalę wykresu znajdujemy następujące wartości, na podstawie których rysujemy suwak, przedstawiony na rys. 30.

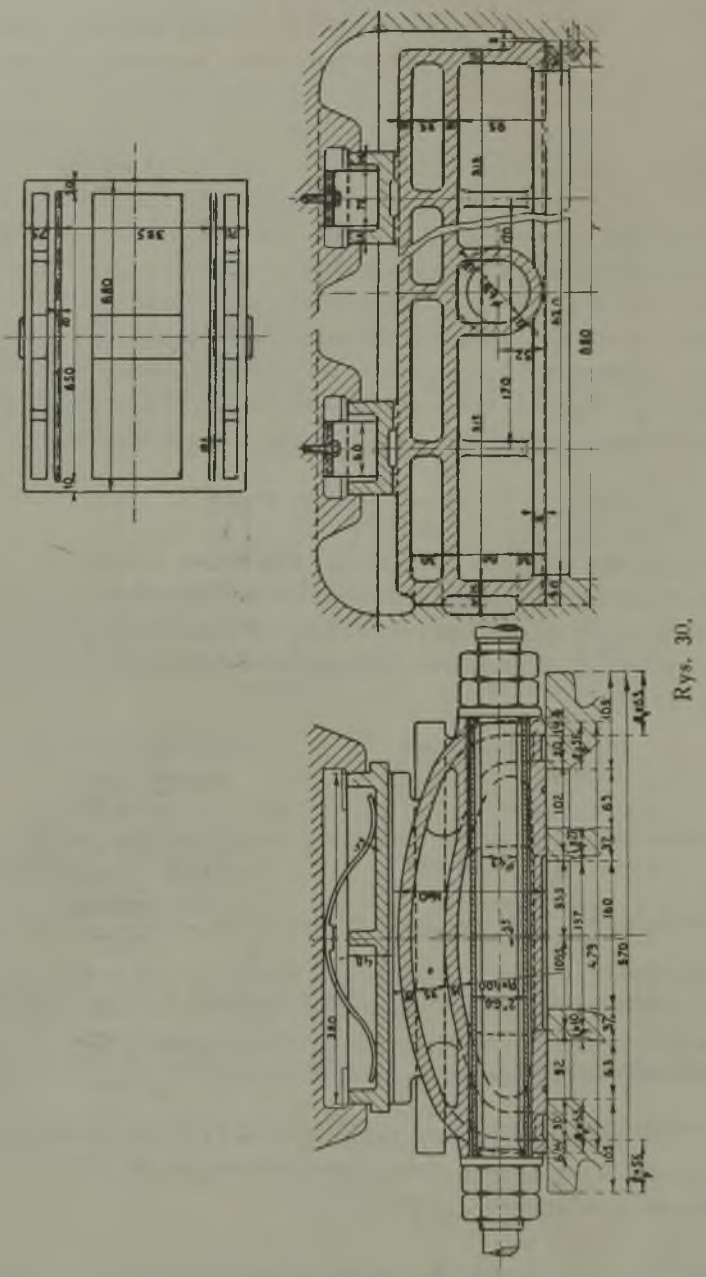
Strona odkorbowa.	Strona kukorbowa.
$a_g = 63\ mm$	$a_g = 63\ mm$
$a = 49\ mm$	$a = 49\ mm$
$e_t = \frac{35 \cdot 63}{35} = 63\ mm$	$e_p = \frac{30{,}5 \cdot 63}{35} \cong 56\ mm$
$i_t = \frac{5{,}5 \cdot 63}{35} \cong 10\ mm$	$i_p = \frac{15 \cdot 63}{35} \cong 27\ mm$
linijny wlot $u_t = \frac{4{,}5 \cdot 63}{35} \cong 8\ mm$	$u_p = \frac{8{,}8 \cdot 63}{35} \cong 16\ mm$

mimośrodowość $r = \frac{50 \cdot 63}{35}$ $\quad 90\ mm = 63\ mm + 27\ mm.$

W ogólności należy skalę wykresu tak dobrać, czyli ewent. wykonać $r > a_g + i_p$, aby mimośrodowość nie była wyrażona ułamkami milimetra.

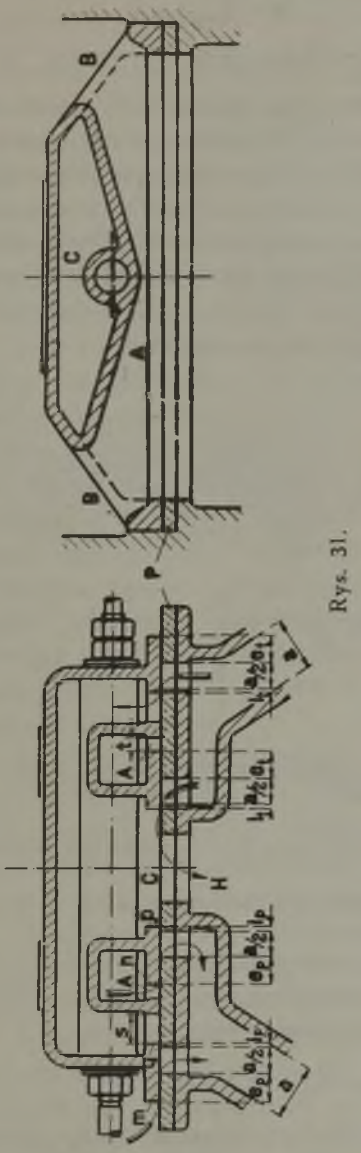
§ 17. SUWAK PENN'A.

Zapomocą suwaka Penn'a uzyskuje się podwójny wlot i podwójny wylot pary, skutkiem czego osiąga się w porównaniu ze

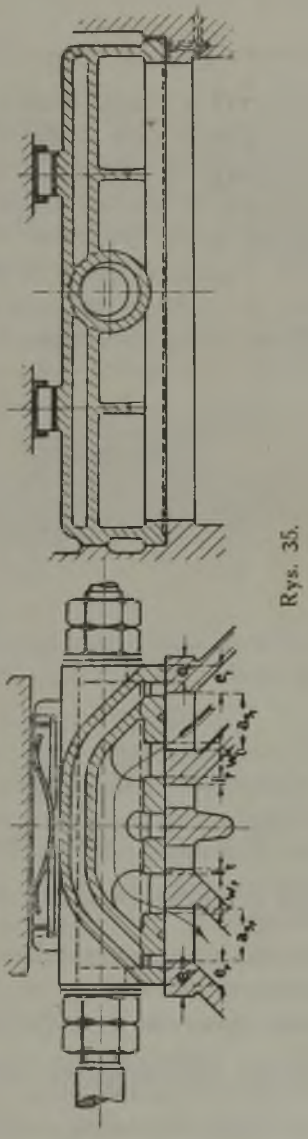


Rys. 30.

zwykłym suwakiem płaskim mniejsze dławienie pary i mniejszą pracę tarcia z powodu mniejszego skoku suwaka. Z tej przy-



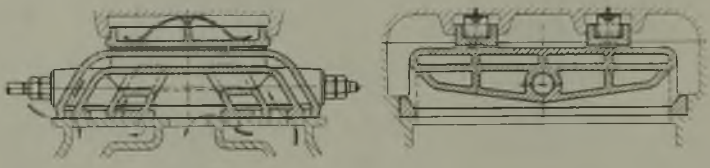
Rys. 31.



Rys. 35.

czyny używa się suwaka Penn'a w niskoprężnych cylindrach maszyn okrętowych, które posiadają duże wymiary cylindrów.

Jak z rys. 31 wynika, kanały prowadzące do cylindra dzielą się w pobliżu gładzi suwakowej cylindra na dwie połowy o szerokości $\frac{a}{2}$, skutkiem czego mimośrodowość nie potrzebuje być większa od $r = \frac{a}{2} + e_t$. Dopływ pary jest sterowany krawędziami m i n, czyli połowa pary musi przepływać kanałami A, które są po bokach przy B otwarte. Wylot pary, sterowany krawędziami p i q, odbywa się przez wewnętrzną część C suwaka do kanału H. W danym wypadku umocowano na gładzi suwakowej cylindra płytę mosiężną P zapomocą utajonych śrub mosiężnych; — płyta ta służy do zmniejszenia tarcia i może być wymienioną po zużyciu się powierzchni trących. Aby osiągnąć prawidłowe działanie suwaka Penn'a, trzeba wykonać:



Rys. 32.

1) $s \geqq r - i_t + c$

2) $l \geqq r - e_p + c$, gdzie $c = 6$ do 10 *mm*.

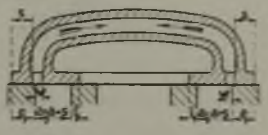
W suwaku Penn'a osiąga się podobne wyniki jak w suwaku Trick'a. Jeśli wykonamy mimośrodowość $r = e_t + \frac{a}{2}$, to uzyskujemy przedewszystkiem zmniejszenie skoku suwaka; — jeśli natomiast $r = e_t + a$, to osiągamy szybsze działanie stawidła i małe dławienie pary. Aby uzyskać częściowo jedną i drugą korzyść, wykonywamy najczęściej $r > e_t + \frac{a}{2}$.

Jeśli umieścimy nad grzbietem suwaka Penn'a przewód Trick'a, to otrzymujemy suwak, dający potrójny wlot i podwójny wylot pary, jak to wskazują strzałki na rys. 32.

§ 18. SUWAK TRICK'A Z PRZEWODEM DLA PRZEPŁYWU PARY.

Jeśli wykonamy suwak Trick'a o stosunkowo niewielkiem przysłonięciu wlotowem, mianowicie $e < \frac{a}{2} + s$ (rys. 33), to przy środkowem położeniu suwaka para może przepływać na szerokości kanału w ze strony tłoka, po której panuje wyższe ciśnienie, na stronę drugą, po której panuje niższe ciśnienie, przez co osiąga się wyrównanie ciśnień po obydwóch stronach cylindra. Ostatnie jest w tych wypadkach pożądane, w których ciśnienie dolotowe, względnie ciśnienie przy końcu ekspansji lub przeciwprężność podlegają większym zmianom, a służy ono do dwóch celów.

1) Przy zmniejszeniu się ciśnienia dolotowego (np. z powodu spadku ciśnienia kotłowego, co łatwo zajść może przy zasilaniu szeregu maszyn nawrotnych), względnie przy powiększeniu się przeciwprężności osiąga się przez przepływ pary na stronę tłoka, po której odbywa się ekspansja, zmniejszenie końcowego ciśnienia kompresyjnego i powiększenie końcowego ciśnienia ekspansyjnego; — w wyniku zapobiega się odchyleniu suwaka od gładzi suwakowej cylindra oraz ewent. pętlicom w wykresie tak po stronie kompresji jak i ekspansji.



Rys. 33.

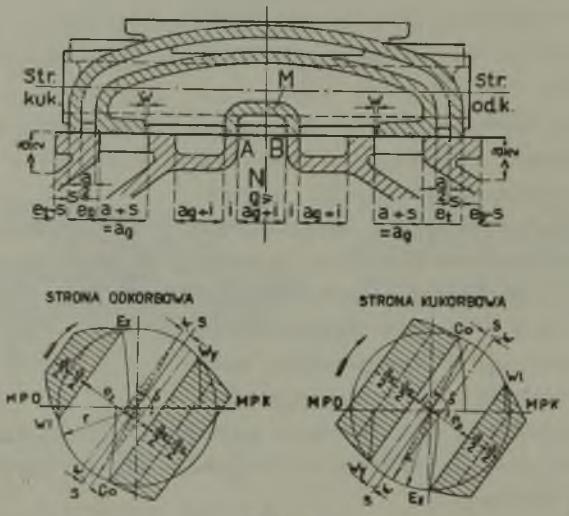
2) Przy dużem końcowem ciśnieniu ekspansyjnem, jakie np. zachodzi przy pracy z dużem napełnieniem, otrzymuje się przez przepływ pary na stronę kompresyjną powiększenie końcowego ciśnienia kompresyjnego i równocześnie ułatwienie wylotu pary z powodu zmniejszenia ciśnienia po stronie ekspansyjnej.

W obydwóch wypadkach linja kompresyjna nie odpowiada równoramiennej hyperboli, a ma kształt podobny, jaki otrzymuje się przy nieszczelności tłoka.

Suwaków, przedstawionych na rys. 33, nie można używać przy mniejszych napełnieniach, ponieważ otrzymuje się wtedy z powodu dużych wymiarów e i s bardzo długie suwaki, które pozatem w szybkobieżnych maszynach nie umożliwiają całkowitego wyrównania ciśnień.

§ 19. SUWAK WEISS'A.

Cechą charakterystyczną suwaka Weiss'a jest umożliwienie przepływu pary z jednej strony tłoka na drugą i podwójnego wylotu. Dzięki ostatniemu osiąga się wyrównanie końcowego ciśnienia ekspansyjnego z przeciwprężnością już przy martwem położeniu korby, co jest bardzo ważne zwłaszcza w maszynach kondensacyjnych, w których powiększenie końcowego ciśnienia kompresyjnego przez przepływ pary jest w wielu wypadkach również pożądane. Suwak Weiss'a wykonywamy często w połączeniu



Rys. 34.

z przewodem Trick'a (rys. 34), przez co otrzymujemy także podwójny wlot.

W celu uzyskania podwójnego wylotu gładź suwakowa cylindra posiada dwa wgłębienia, a środkowa część M suwaka nakrywa kanał odpływowy N o szerokości $g \geqq a_g + i$, który w poprzednio rozważanych suwakach nie był sterowany. Ponieważ przy środkowem położeniu suwaka kanały prowadzące do cylindra są otwarte na szerokości w, przeto odmyk ich dla wylotu pary jest zawsze większy od odmyku kanału N, sterowanego przez część M suwaka. Ścianki tej ostatniej posiadają grubość i, wobec czego stosuje się dla obydwóch stron cylindra jednakowe przysłonięcie wewnętrzne i, osiągając przez przepływ pary mniej więcej jednakowe

końcowe ciśnienie kompresyjne po obydwóch stronach tłoka. Jeśli więc suwak przesunie się ze swego środkowego położenia o długość i, np. w lewo, to rozpoczyna się podwójny wylot, a jeśli przesunie się o długość $\frac{a_g}{2}+i$, to połowa pary uchodzi przy krawędzi A, a druga połowa przy krawędzi B. Przy takiem położeniu suwaka kanał N jest całkowicie otwarty, wobec czego otrzymujemy:

$$1)\quad \frac{a_g}{2}+i=a_g-w \text{ czyli } w=\frac{a_g}{2}-i.$$

Ze względu na to, że wyrównanie ciśnień powinno nastąpić przed wylotem przedzwrotowym, należy wykonać przysłonięcie wylotowe i większe od odmyku w, mianowicie:

$$2)\quad i=w+c, \text{ gdzie } c=4 \text{ do } 10\ mm.$$

Ze wzorów 1) i 2) znajdujemy:

$$3)\quad w=\frac{a_g}{4}-\frac{c}{2}.$$

W szybkobieżnych maszynach poleca się wykonać odmyk w o około 30% większy od obliczonego podług wzoru 3). Przy projektowaniu suwaka Weiss — Trick'a postępuje się tak samo jak przy suwaku Trick'a, mianowicie ze wzoru $F.c_m=f_a.v_a$ oblicza się szerokość kanału wylotowego $a_g=a+s$, a ze wzoru $F.c_m=f_e.v_e$ szerokość odmyku a dla wlotu.

§ 20. SUWAK HOCHWALD'A.

Suwak Hochwald'a przedstawiony na rys. 35, (por. str. 69) jest tylko konstrukcyjnie lepszem rozwiązaniem suwaka Weiss—Trick'a, umożliwia więc podwójny wylot, podwójny wlot i podwójny przepływ pary z jednej strony tłoka na drugą. Przez umieszczenie pośrodku suwaka dwóch płyt do sterowania wylotu umożliwione jest stosowanie jednakowego procentu kompresji po obydwóch stronach cylindra, czyli stosowanie $i_p > i_t$ oraz $w_p < w_t$. Tutaj należy wykonać $i_t > w_p$ oraz $i_p > w_t$, przyczem różnica wynosi 1 do 3 mm, jednakże przy dużej liczbie obrotów można bez ujemnego wpływu na rozrząd pary wykonać odmyk dla przepływu w o 1 do 3 mm większy od odnośnego przysłonięcia i, przez co uzyskuje się lepsze wyrównanie ciśnień. Inne wymiary suwaka podano na rys. 35; — wynika z nich, że $a_{gt} > a_{gp}$, ponieważ $w_t > w_p$.

Suwak Hochwald'a posiada w porównaniu ze zwykłym suwakiem płaskim następujące zalety:

1) zmniejsza dławienie pary i posiada mały skok,

2) zmniejsza pracę tarcia suwaka z powodu zmniejszenia jego długości i z powodu częściowego odciążenia przez przepływ pary w czasie największej jego szybkości,

3) umożliwia przez przepływ pary prawidłową pracę maszyn o podwójnem rozprężaniu pary tak z kondensacją, jak i z wydmuchem.

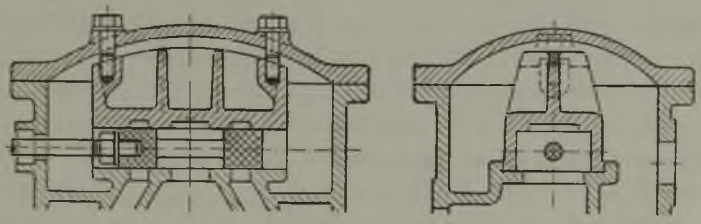
Płaski suwak Hochwald'a może być oczywiście używany tylko przy niższych ciśnieniach pary dolotowej $p \leqq 8$ *atm* nadciśn.

§ 21. SUWAKI CZĘŚCIOWO ODCIĄŻONE.

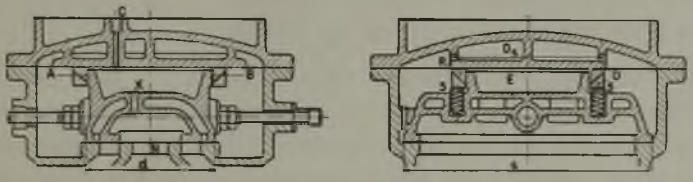
Przy omawianiu suwaka płaskiego zaznaczono, że może on być używany tylko przy parze nasyconej i przy ciśnieniu dolotowem nie wyższem od 8 *atm* nadciśn., bo przy większem ciśnieniu zawodzi smarowanie powierzchni pracujących, skutkiem czego następuje zacieranie się gładzi suwaka o gładź suwakową cylindra. Pożądanego wyniku nie można osiągnąć w dostatecznej mierze przez powiększenie powierzchni f_s, po której suwak ślizga się (patrz § 13 wzór 3), bo przez powiększenie f_s powiększa się suwak, a zatem i jego praca tarcia, co utrudnia prawidłowy napęd; — prócz tego równocześnie z powiększaniem wymiarów suwaka wzrasta też i niebezpieczeństwo jego odkształcenia pod wpływem wysokiej temperatury pary. Jeśli ze względów na większą niezawodność pracy lub na prostszy napęd ma być przy wyższych ciśnieniach i przy parze przegrzanej stosowane stawidło suwakowe, to należy używać suwaków częściowo odciążonych, a w większości wypadków suwaków całkowicie odciążonych.

Suwaki z częściowem odciążeniem są to suwaki płaskie Trick'a. Penn'a i t. d., w których część powierzchni jest odciążona. Naogół budowa tego rodzaju odgrywa małą rolę, a znajduje przeważnie zastosowanie w niskoprężnych cylindrach w celu zmniejszenia oporu suwaka (patrz § 13, wzór 4). Zaznaczyć też należy, że znaczna liczba konstrukcji suwaków z częściowem odciążeniem jest bezcelowa i w ruchu maszyny w zupełności zawodzi. Np. rys. 36 przedstawia taką wadliwą, a w Ameryce rozpowszechnioną budowę. Suwak jest tutaj umieszczony w płycie, która opiera się bocznemi ściankami o gładź suwakową cylindra. Ponieważ suwak musi poruszać się wewnątrz płyty, przeto nie może być mowy o zupełnie szczelnem dopasowaniu go, skutkiem czego odciążenie jest iluzoryczne.

Jedną z lepszych konstrukcji suwaka częściowo odciążonego widzimy na rys. 37. Nad grzbietem suwaka znajduje się przestrzeń odciążająca E o średnicy D_s. Dostępowi pary dolotowej do tej przestrzeni zapobiega pierścień rozcięty R, który ciśnie na powierzchnię $A\,B$, a jest dociskany do pokrywy skrzynki suwakowej przez kilka sprężynek S przy pomocy nierozciętego pierścienia O. Jeśli gładź suwaka posiada długość d i szerokość s, to nieodciążona część suwaka równa się $d\,.\,s - \frac{\pi}{4}\,.\,D_s^2$. Przestrzeń E należy połączyć z ciśnieniem atmosferycznem lub kondensacyjnem, umieszcza-



Rys. 36.



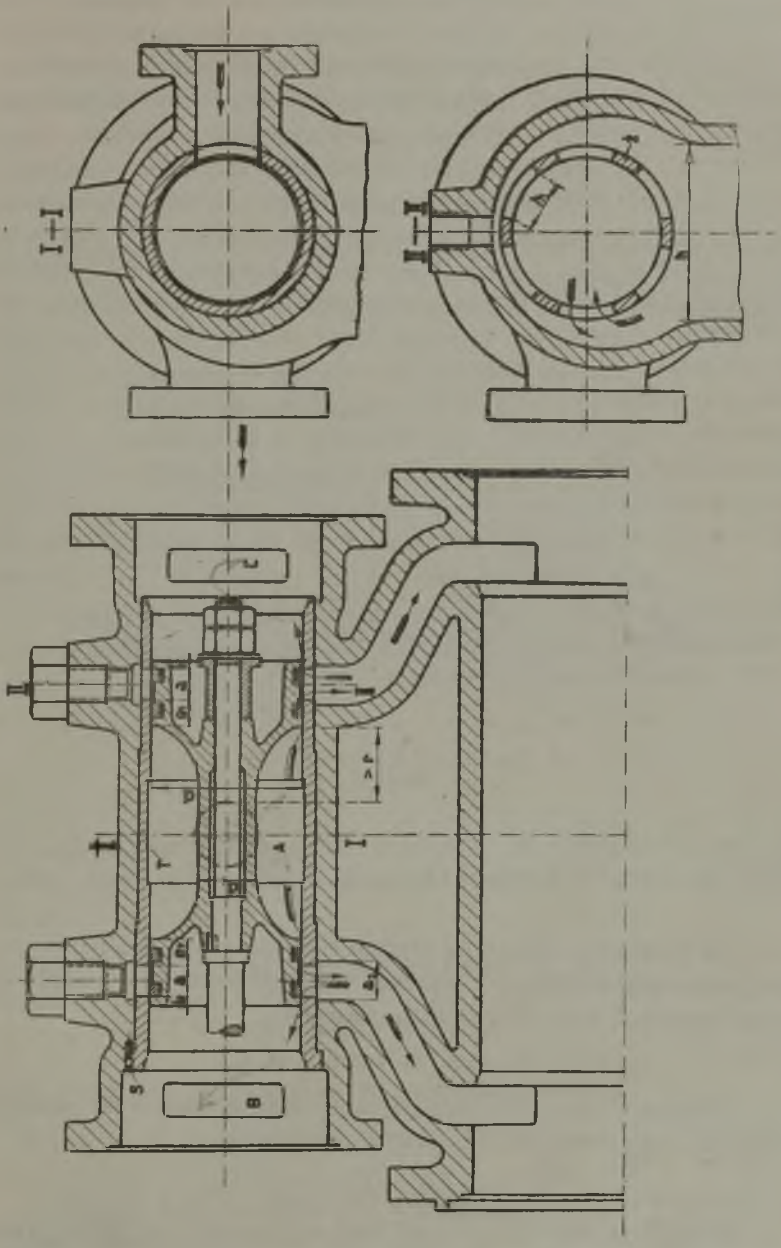
Rys. 37.

jąc jednakże przy otworze C kurek trójdrogowy, aby módz w każdej chwili przekonać się, czy pierścienie są szczelne. W razie stwierdzenia ich nieszczelności, najodpowiedniejsze jest zamknięcie kurka C, czyli zrezygnowanie z odciążenia, aby zapobiedz w ten sposób uchodzeniu pary świeżej bez wykonywania pracy. Z tej przyczyny niewłaściwe jest bezpośrednie łączenie przestrzeni E z przestrzenią N przez umieszczenie otworu X w grzbiecie suwaka. Suwak przedstawiony na rys. 37 posiada w porównaniu z konstrukcją rys. 36 i tę zaletę, że w razie uderzenia wodnego w cylindrze może odłączyć się od gładzi suwakowej cylindra.

§ 22. SUWAKI CAŁKOWICIE ODCIĄŻONE (TŁOKOWE).

Gładź suwaka można całkowicie odciążyć od działania ciśnienia pary dolotowej przez umieszczenie jej na powierzchni suwaka o kształcie tłoka. Oczywiście gładź suwakowa w cylindrze musi wtedy posiadać kształt cylindra, w którym znajdują się pierścieniowe kanały dla przepływu pary; — przez taką budowę osiąga się zrównoważenie ciśnienia pary, działającego na suwak. Dzięki temu odciążeniu można stosować i przeważnie stosuje się w suwaku tłokowym wewnętrzny wlot pary, ponieważ suwak ten nie odchyli się od gładzi suwakowej cylindra pod wpływem działania ciśnienia pary świeżej w przestrzeni dopływowej. Przy wewnętrznym wlocie para świeża dopływa bowiem do przestrzeni *A* (rys. 38), która przy wlocie zewnętrznym służy za przestrzeń wylotową; — odpływ pary z cylindra przy wewnętrznym wlocie odbywa się do skrzynki suwakowej, skąd odprowadza się ją przeważnie dwoma otworami *B* i *C*. Przysłonięcie wlotowe *e* znajduje się tutaj wewnątrz, a przysłonięcie wylotowe *i* — zewnątrz. Z powyższego wynika, że nie można stosować suwaka płaskiego z wewnętrznym wlotem, ponieważ odchyliłby się od gładzi suwakowej cylindra podczas wlotu pary świeżej, przepuszczając ją wprost do wylotu.

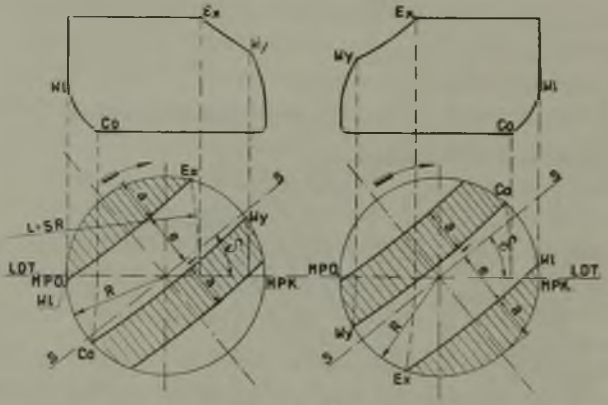
Oprócz odciążenia suwaka wlot wewnętrzny pary posiada i tę dodatnią stronę, że dławnice drążka suwakowego stykają się tylko z parą wylotową, następnie że suwak może przeważnie otrzymać mniejszą średnicę niż przy zewnętrznym wlocie i że straty przez promieniowanie zmniejszają się. Pozatem wlot wewnętrzny wpływa korzystnie (patrz § 12) na wyrównanie charakterystycznych okresów rozrządu pary po obydwóch stronach tłoka, jak to wynika z rys. 39. Widzimy tutaj, że przy uwzględnieniu rzeczywistej długości drążka mimośrodu linje przysłonięć posiadają łuki o kierunku przeciwnym jak na rys. 20, dzięki czemu osiąga się nawet przy jednakowem przysłonięciu *e* po obydwóch stronach tłoka dość duże wyrównanie napełnień, jeśli przyjmiemy niejednakowy wlot przedzwrotowy. Wykresy suwakowe projektuje się dla wewnętrznego wlotu tak samo jak dla zewnętrznego, natomiast mimośród musi być przy wewnętrznym wlocie osadzony djametralnie, czyli winien wyprzedzać korbę maszyny o kąt $270^0 + \delta$.



Rys. 38.

W porównaniu z suwakami płaskimi suwaki tłokowe posiadają zwykle większą szkodliwą przestrzeń oraz wymagają umieszczenia po obydwóch stronach cylindra zaworów bezpieczeństwa o dostatecznie dużym wolnym przekroju przepływowym, ponieważ suwak tłokowy nie może odchylić się od gładzi suwakowej cylindra w razie uderzenia wodnego w cylindrze.

Przy projektowaniu suwaka tłokowego trzeba przy ustalaniu skali wykresu suwakowego oznaczyć średnicę suwaka d (rys. 38). Jeśli liczba kanałków o szerokości a i o wysokości h_1 w tulei T wynosi z, to wielkość tych kanałków musi równać się wolnemu przekrojowi wylotowemu czyli:



Rys. 39.

$$1)\ z \,.\, a \,.\, h_1 = f_a \quad \frac{F \,.\, c_m}{v_a}.$$

Wysokość h_1 zależy od średnicy suwaka d, a jeśli oznaczymy przez spółczynnik φ zwężenie wolnego przekroju przepływowego w tulei T przez żebra $Ż$, to mamy:

$$2)\ z \,.\, a \,.\, h_1 = \pi \,.\, d \,.\, \varphi \,.\, a.$$

Wysokość kanału h względnie h_1 wykonywamy w pewnym stosunku ξ do średnicy D cylindra, mianowicie:

$$3)\ z \,.\, h_1 = \xi \,.\, D = \pi \,.\, d \,.\, \varphi.$$

Ponieważ zwykle $\xi = 0{,}65$ do 1, a $\varphi = 0{,}65$ do 0,75, przeto dla próbnego oznaczenia skali wykresu suwakowego możemy przyjąć wprzybliżeniu $\varphi = \xi$, a otrzymamy wtedy:

$$4)\quad d = \frac{D}{\pi} \cong \frac{D}{3}.$$

Jeśli przy oznaczonej podług wzoru 4) średnicy d suwaka otrzymalibyśmy z wykresu suwakowego zbyt dużą szerokość kanału a i za duży skok suwaka, to należy średnicę d stosownie powiększyć. Powiększenie średnicy suwaka jest bezwarunkowo konieczne w maszynach szybkobieżnych, w których jest ona zwykle większa od $\frac{D}{3}$, a dochodzi do $\frac{D}{2}$ przy liczbie obrotów $n \cong 400$. W szczególności należy dbać o to, aby skrzynka suwakowa nie była dłuższa od cylindra. Jeśli natomiast z powodu niezbyt długiego suwaka i nie za dużego jego skoku okaże się dopuszczalne powiększenie szerokości kanału a, to można zmniejszyć średnicę d suwaka, co jednakże przeważnie jest dopuszczalne tylko przy podwójnym wlocie względnie wylocie pary. Duża średnica suwaka tłokowego, a mniejszy jego skok przyczyniają się bowiem naogół do zmniejszenia strat, spowodowanych dławieniem pary dopływowej.

W tych wypadkach, w których kanał a podczas wlotu pary do cylindra zostaje otwarty tylko na szerokości a_1, mniejszej od a, musimy także obliczyć wolny przekrój wlotowy ze wzoru:

$$5)\quad f_e = \frac{F \,.\, c_m}{v_e} = z \,.\, a_1 \,.\, h_1 .$$

Wszelkie inne nieobrobione przekroje dla przepływu pary powinny być o około 10% większe od powyżej obliczonych, mianowicie:

$$6)\quad \frac{\pi}{4}\,(d^2 - d_1^{\,2}) \cong 1{,}1 \,.\, f_e ,$$

$$7)\quad a_2 \,.\, h \cong 1{,}1 \,.\, f_e ,$$

przyczem przyjmuje się zwykle wysokość kanału

$$h = 0{,}65 \,.\, D \text{ do } 1 \,.\, D.$$

Przy zewnętrznym wlocie pary (rys. 40) suwak tłokowy musi zwykle otrzymać większą średnicę od obliczonej podług wzorów 1) do 4), gdyż winien on również zadość uczynić następującym wymaganiom:

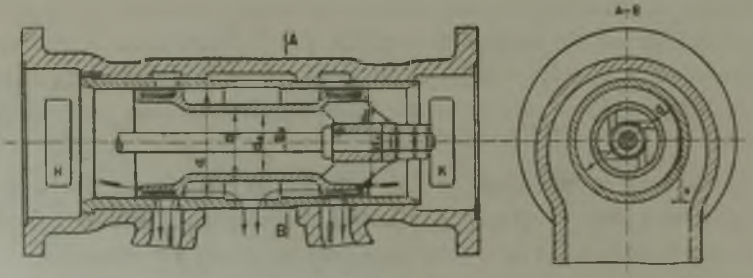
$$8)\ \frac{\pi}{4}\cdot(d_2^2 - d_3^2) \geqq f_e \text{ oraz}$$

$$9)\ \frac{\pi}{4}\cdot(d_4^2 - d_5^2) - \text{żebra} \geqq f_e,$$

jeśli dopływ pary do skrzynki suwakowej znajduje się tylko w jednem miejscu np. przy H, względnie:

$$10)\ \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_3^2) \geqq \frac{f_e}{2}, \text{ oraz } 11)\ \frac{\pi}{4}(d_4^2 - d_5^2) - \text{żebra} \geqq \frac{f_e}{2},$$

jeśli dopływ pary znajduje się w dwóch miejscach H i K, lecz w każdem tylko dla połowy ilości pary; — ze względu na zmniejszenie średnicy suwaka byłoby pożądane tak przy H jak i przy K wykonać przewody dla całej ilości pary potrzebnej, bo wtedy mamy



Rys. 40.

$$12)\ \frac{\pi}{4}(d^2 - d_3^2) - \text{żebra} \geqq f_e.$$

Średnicę d_1 obliczamy ze wzoru:

$$13)\ \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) \geqq f_a.$$

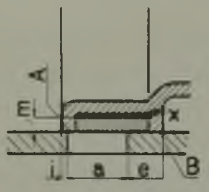
Suwaki tłokowe można wykonać bez pierścieni uszczelniających lub też zaopatrzeć je w takowe. Wykonanie pierwszego rodzaju nie zapewnia nigdy szczelności suwaka, a zatem i jego całkowitego odciążenia. Suwak musi módz się poruszać w tulei suwakowej, skutkiem czego powinna egzystować maleńka szczelina pomiędzy temi dwiema częściami, która z czasem przez ścieranie się powierzchni powiększa się do wielkości x, jak to widoczne z przekroju $A - B$ rys. 40; jest to spowodowane w maszynach leżących działaniem ciężaru suwaka, jeśli nie spoczywa on na drążku suwakowym, a w maszynach stojących działaniem prądu pary w jednym

kierunku. Wprowadzone z nastaniem pary przegrzanej przez Schmidt'a i przez Garbe'go suwaki bez pierścieni uszczelniających, spoczywające na drążkach suwakowych, a doszlifowane w tuljeę suwakową w stanie ciepłym, zbliżonym do warunków pracy maszyny, nie dały w praktyce zadawalających wyników. Możliwe, że niepowodzenia te należy przypisać niedostatecznie rozwiniętej wówczas umiejętności szlifowania i wykonywania dokładnych pomiarów oraz niedostatecznemu smarowaniu, lecz w ogólności panuje obecnie zapatrywanie, że tylko suwaki o bardzo małej średnicy (poniżej około 60 *mm*) można wykonywać bez pierścieni uszczelniających przy zapewnieniu względnie dobrej ich szczelności.

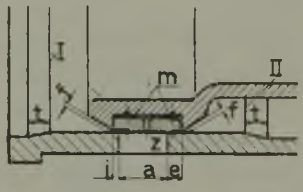
Doszczelnienie suwaka tłokowego zapomocą pierścieni rozprężnych można uskutecznić przez jeden szeroki pierścień dla każdej strony cylindra lub też przez kilka wązkich pierścieni. Szerokie pierścienie powodują naogół pod wpływem ciśnienia pary, dochodzącej na ich wewnętrzną stronę, większe ścieranie się, któremu można jednakże zapobiedz przez otworki w pierścieniu, dzięki czemu osiąga się wyrównanie ciśnienia pary pod pierścieniem z ciśnieniem panującem w cylindrze. Wązkie pierścienie natomiast ścierają żeberka tulei, znajdujące się w kanale o szerokości *a*, więcej od pełnej części tulei, skutkiem czego mogą z biegiem czasu nastąpić zahaczenia pierścienia o powstałe występy w tulei; zapobiedz temu jednak można przez stosowny dobór materjału tulei. Ponieważ szerokość pierścienia nie wywiera żadnego wpływu na jego ciśnienie jednostkowe, a dokładne wykonanie szerokiego pierścienia jest trudniejsze niż wązkiego, przeto z powodu uzyskiwania lepszej szczelności stosuje się obecnie najczęściej wązkie pierścienie.

Na rysunkach 41 do 45 widzimy szerokie pierścienie suwaków tłokowych, spoczywających na drążku suwakowym, ślizgającym się w przedniej i tylnej tulei dławikowej. W konstrukcji podług rys. 41 powierzchnie *A B* są luźno dopasowane do tulei, a doszczelnienie uskutecznia pierścień, posiadający szerokość nieznacznie większą od szerokości kanału *a*. Przez otworki *X* dostaje się para świeża pod pierścień, zapobiegając w ten sposób ściśnięciu go przez parę, działającą w kanale *a*. Słabą stroną tej konstrukcji jest brak dokładnego odcięcia pary przez końcowe krawędzie powierzchni *A* i *B*, jednakże przy małej średnicy suwaka, z powodu możności dostatecznie dobrego doszlifowania powierzchni

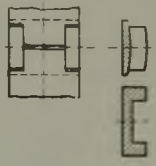
A i *B*, jest to budowa dopuszczalna. W konstrukcji podług rys. 42a pierścień posiada taką szerokość, że sterowanie opanowują końcowe jego krawędzie. Tutaj należy dbać o to, aby uchwycenie pierścienia przez suwak, więc wymiar *m*, było dostatecznie duże, gdyż w przeciwnym razie pierścień wbija się w materjał suwaka, czyli z biegiem czasu wpustka w suwaku staje się znacznie szerszą od pierścienia, skutkiem czego następuje uderzanie pierścieni, powodujące czasem nawet ich złamanie. Wymiar *f* powinien być tak duży, aby nie powstawało dławienie pary, a krawędzie pierścienia powinny przy największym skoku suwaka dochodzić do krawędzi



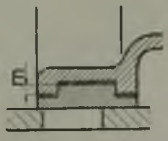
Rys. 41.



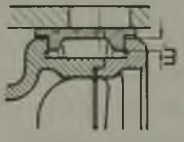
Rys. 42a.



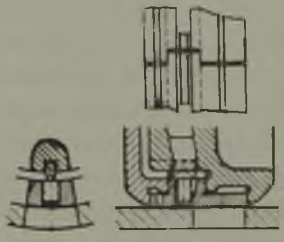
Rys. 42b.



Rys. 43.



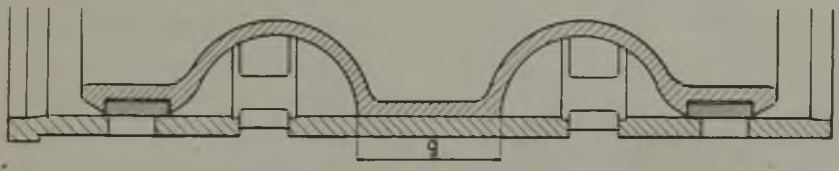
Rys. 44.



Rys. 45.

I i II, względnie przechodzić przez nie o 1 *mm*, aby zapobiedz tworzeniu się występów na wewnętrznej powierzchni tulei. Stożek na długości *t* musi być dostatecznie płaski, celem ułatwienia wsuwania pierścieni rozprężnych. Ostatnie jak i sam suwak są ubezpieczone przeciw samoczynnemu okręcaniu się, aby rozcięcia pierścieni pracowały na żebrach, znajdujących się w tulei, na szerokości kanału *a*. Celem powiększenia szczelności pierścienia, jest bardzo pożądane nakrycie jego rozcięcia stosownym zamkiem, n. p. pokazanym na rys. 42b. Chcąc uniknąć dławienia pary w przekrojach *f*, można stosować konstrukcję, wskazaną na rys. 43. Jest ona jed-

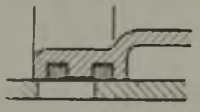
nakże możliwa tylko przy większej średnicy suwaka, gdyż przy mniejszej wymiar *m* wypada zbyt mały. Większy wymiar *m* można stosować przy składanym suwaku, jak to wynika z rys. 44, bo w tym wypadku nie potrzeba rozginać pierścienia przy nakładaniu go na suwak. Pewną odmianę ostatniej konstrukcji przedstawia rys. 45, gdzie kanał Trick'a przechodzi przez pierścień. Okręcaniu pierścienia zapobiega tutaj śruba, której łeb czworokątny wchodzi w korpus suwaka. Gorsza od powyżej omówionych konstrukcji jest budowa, przedstawiona na rys. 46, w której suwak maszyny leżą-



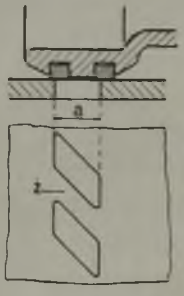
Rys. 46.

cej spoczywa na długości *g* i szerokości 120°, gdyż pod wpływem własnego ciężaru i ciśnienia pary następuje dość znaczne ścieranie się powierzchni pracujących.

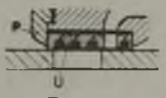
Uszczelnienia suwaków tłokowych zapomocą wązkich pierścieni rozprężnych uwidoczniono na rys. 47 i 48; — pierwsze odpowiada konstrukcji rys. 41 i może być używane tylko przy małej średnicy suwaka, drugie odpowiada rys. 42. Gdzie wymiary suwaka tego dozwalają, stosuje się tak po stronie przysłonięcia wlotowego jak i wylotowego zamiast po jednym — po dwa pierścienie, aby zapewnić większą szczelność. Wycieraniu przez żebra *ż* żłobków w pierścieniach zapobiega się przez stosowanie zamiast równoległych kanałów *a*, kanałów skośnych, jak to widoczne z rys. 48. Przy średnicy suwaka poniżej 105 *mm* nie poleca się rozginać pierścieni rozprężnych przy nakładaniu ich na suwak, tylko wskazane jest używanie dokładek *U*, przyciskanych pokrywą *P*, podług rys. 49.



Rys. 47.



Rys. 48.



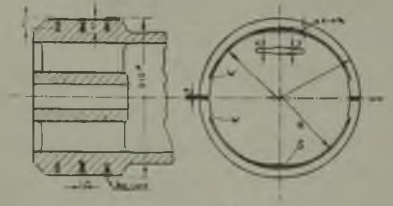
Rys. 49.

Pierścienie rozprężne dla suwaków tłokowych wykonywa się z miękkiego żelaza lanego o twardości Brinell'a około 120 do 160 kg/mm^2 i oblicza się tak samo jak dla tłoków. Jeśli oznaczymy w milimetrach przez D średnicę suwaka, przez s względnie w — szerokość względnie wysokość pierścienia oraz przez b ściśnięcie pierścienia (wycięcie zależnie od średnicy suwaka i temperatury pary 1 do 4 *mm* większe od ściśnięcia), to pewien pogląd na wymiary pierścieni może dać następująca tabelka:

D	s	w	b	
60	5	3	4	
75	6	3,5	5,5	z dokładkami U
100	6	4,5	7	
150	8	5	15	
200	10	6,5	20	
250	12	8	25	
300	13	9,5	30	
350	14	11	35	
400	15	12,5	40	

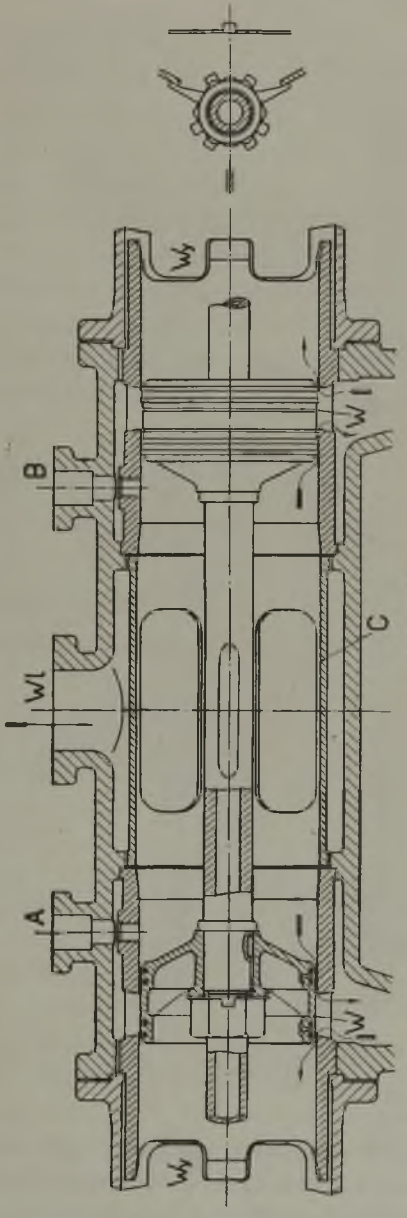
W nowszym czasie nie wykonywa się pierścieni rozprężnych, zwłaszcza dla suwaków tłokowych, z wycięciem b, tylko szlifuje się pierścień nierozcięty na daną średnicę, a potem tylko rozcina się go. Następnie otrzymuje on naprężenie promieniowe przez stosowne walcowanie go po stronie wewnętrznej, mianowicie przy walcowaniu wywiera się, począwszy od rozcięcie pierścienia, stopniowo zwiększające się aż do jego środka ciśnienie, które potem zmniejsza się aż do drugiego jego końca. W ten sposób otrzymuje się pierścienie rozprężne, wywierające dostatecznie równomierne ciśnienie na obwodzie.

Zamiast pierścieni rozprężnych niektóre fabryki używają także innych konstrukcji pierścieni uszczelniających. Np. Schmeck z Eiserfeld'u stosuje konstrukcję, wskazaną na rys. 50. Jak widzimy z podanych wymiarów, są to wązkie, a wysokie pierścienie, składające się z dwóch części i wykonane z lanego żelaza. Pod każdą połową pierścienia znajduje się płaska sprężynka s, która w środku swej długości jest trochę rozpłaszczona i wbita we wpustkę, wytoczoną w korpusie suwaka. Skutkiem tego sprężynka nietylko wy-



Rys. 50.

wiera ciśnienie na pierścień, lecz równoczesnie zapobiega z powodu wcięć *w*, znajdujących się w pierścieniu, jego wypadaniu z suwaka. Oczywiście pierścienie te należy tak ułożyć, aby rozcięcia ich nie znajdowały się w jednej linji.

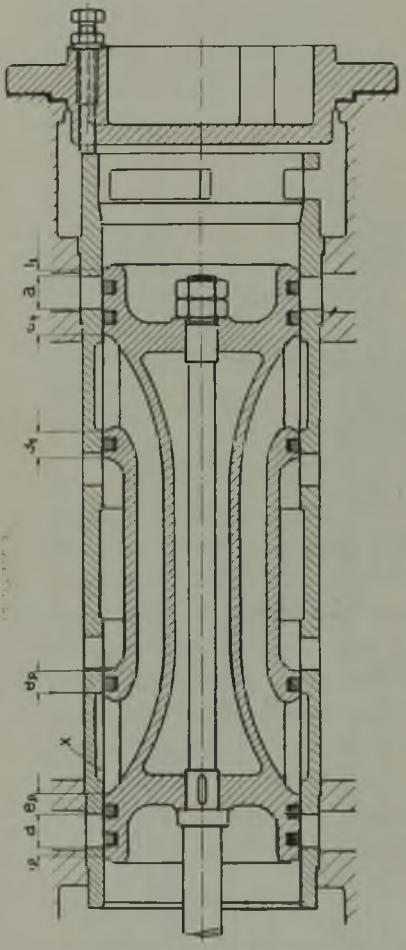


Rys. 51.

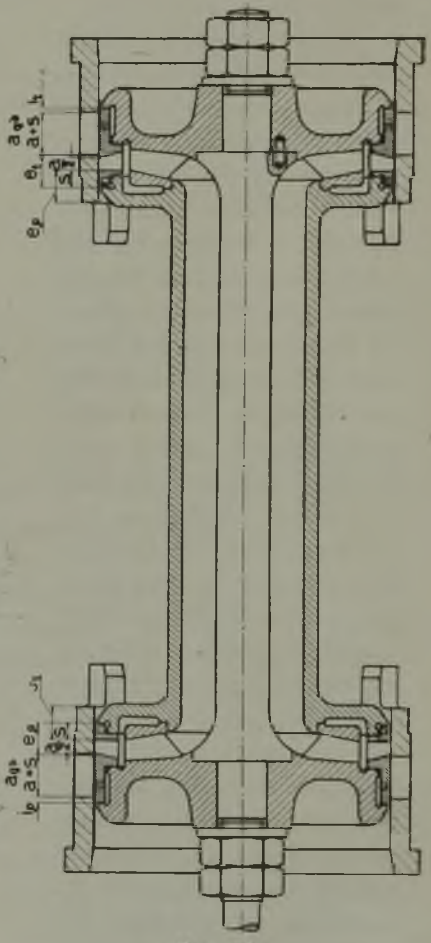
Całość budowy suwaka tłokowego z wewnętrznym wylotem, powstałego ze zwykłego suwaka płaskiego, widzimy na rys. 38, str. 77 i 51. W ostatniej konstrukcji suwak, ze względu na zbyt wielką długość i na zmniejszenie szkodliwej przestrzeni, składa się z dwóch tłoczków, osadzonych na drążku suwakowym. Celem osiągnięcia lepszej szczelności, każdy tłoczek posiada cztery wązkie pierścienie rozprężne, więc dla każdego przysłonięcia po dwa pierścienie. Para dopływa w miejscu *Wl*, a odpływa w dwóch miejscach *Wy*. Smar doprowadzany jest pod ciśnieniem w dwóch miejscach *A* i *B*, czyli smaruje się nietylko parę, lecz i powierzchnie pracujące, a korpusy suwaków są zaopatrzone na obwodzie we wpustki *W*. Smarowanie tego rodzaju okazało się niezbędne wobec tego, że krawędzie pierścieni ścierają smar z powierzchni, pomimo zastosonego zaokrąglenia ich, z powodu dużego, wywieranego przez nie ciśnienia jednostkowego, które jest konieczne ze względu na dosta-

teczną szczelność suwaka. Środkowa tuleja C ma wyłącznie na celu unikanie jednostronnego uderzania prądu pary dolotowej na drążek suwakowy.

Rysunki 52 i 53 przedstawiają suwaki tłokowe z przewodem Trick'a o budowie odpowiedniej dla maszyny stojącej. Na pierw-



Rys. 52.

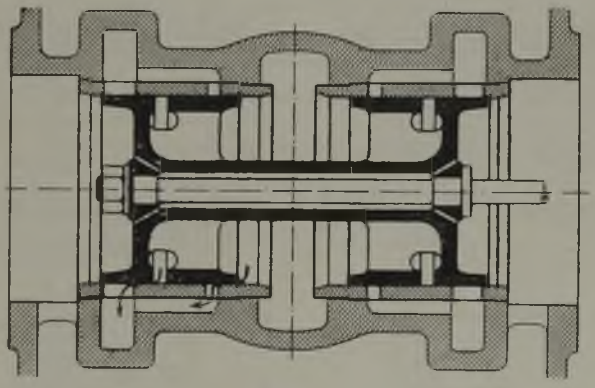


Rys. 53.

szym z nich tuleja w gładzi suwakowej cylindra posiada w miejscach *x* żebra, na których pracują pierścienie, a jest dociskana śrubami, umieszczonemi w pokrywie skrzynki suwakowej.

Więcej niż ostatnie dwie konstrukcje rozpowszechniona jest

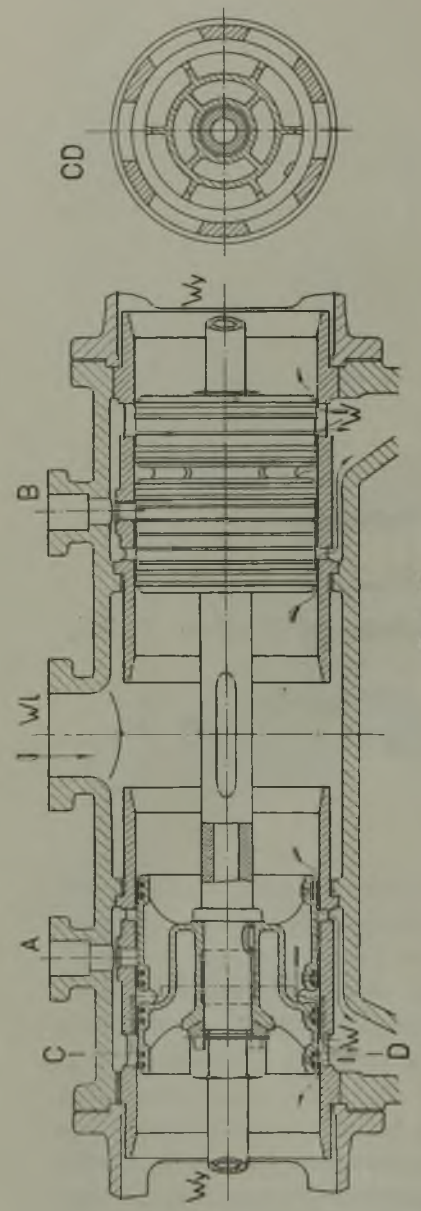
budowa suwaków tłokowych z wewnętrznym wlotem, których kanał wlotowy a_1 podzielony jest w tulei suwakowej na dwie części, podobnie jak w suwaku Penn'a; — otrzymuje się wtedy podwójny wlot pary przy pojedyńczym jej wylocie. Suwak tego rodzaju, wykonany z jednego kawała, przedstawia rys. 54, a wykonany z dwóch części widzimy na rys. 55. Ostatnia budowa posiada aż 16 pierścieni rozprężnych, czyli dwa razy więcej w porównaniu z konstrukcją podług rys. 51. Ponieważ badania wykazały, że podwójny wlot nie jest konieczny ze względu na dławienie pary nawet przy dość dużej liczbie obrotów maszyny, przeto obecnie, celem uproszczenia budowy suwaka i zmniejszenia liczby pierścieni uszczelniających, stosuje się przeważnie pojedyńczy wlot, wykonywując czasami średnicę suwaka o około 10% większą, aby nawet przy małym jego skoku otrzymać dostatecznie duży wolny przekrój dla prze-



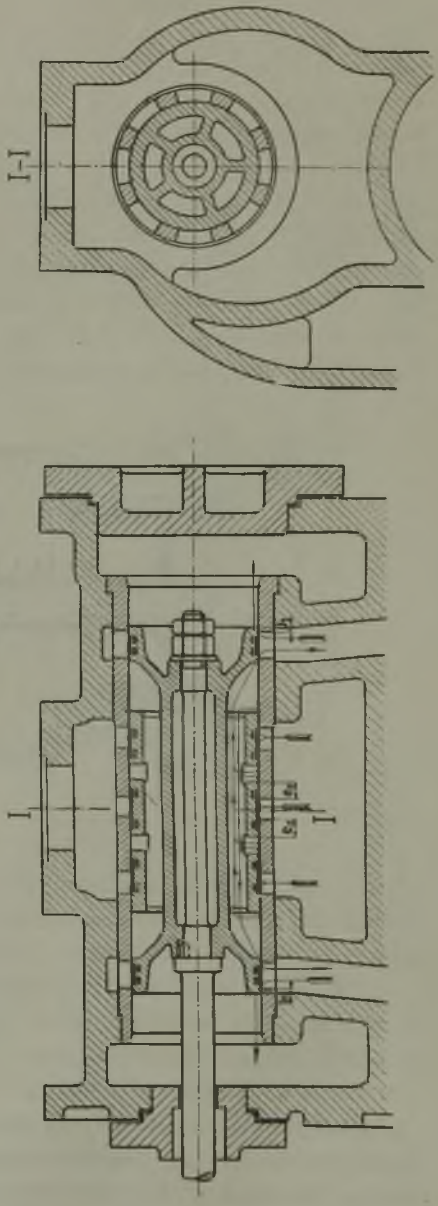
Rys. 54.

pływu pary. Jedynie w bardzo szybkobieżnych maszynach ($n = 400$ do 500 *obr/min*) wykonywuje się suwaki tłokowe nawet o potrójnym wlocie pary i pojedyńczym wylocie np. podług rys. 56.

W celu osiągnięcia podwójnego wlotu i podwójnego wylotu pary stosuje się suwak tłokowy systemu Hochwald — Neuhaus'a (rys. 57), którego działanie jest takie same jak płaskiego suwaka Hochwald'a, przedstawionego na rys. 35, str. 69, z tą jedynie różnicą, że nieposiada on przepływu pary z jednej strony tłoka na drugą. Sterowanie wlotu pary uskuteczniają przysłonięcia wewnętrznego tłoczka suwaka, gdyż przysłonięcia wlotowe zewnętrznych tłoczków są mniejsze od pierwszych. Skutkiem tego pod koniec okresu kompresyjnego wewnętrzna przestrzeń suwaka zostaje połączona



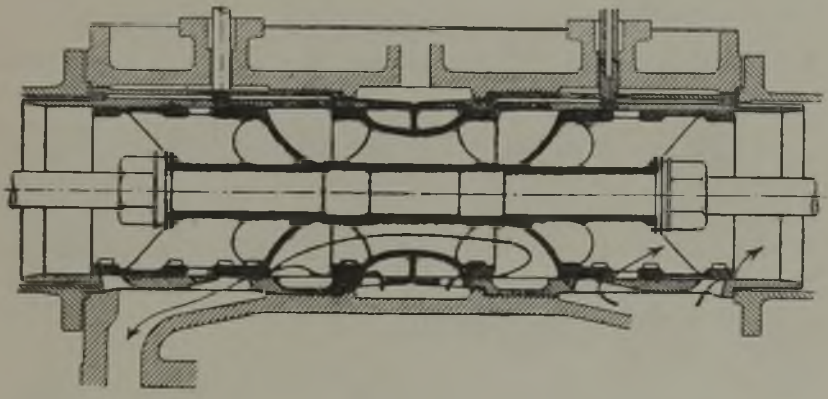
Rys. 55.



Rys. 56.

z kanałem cylindra, zmniejszając ciśnienie kompresyjne, które przy napędzie dla zmiennego rozrządu pary jest bardzo duże przy małych napełnieniach. Główną wadą tego suwaka jest konieczność stosowania dużej liczby pierścieni rozprężnych.

Suwak tłokowy otrzymuje napęd zapomocą mimośrodu, dając wtedy niezmienny rozrząd pary. Chcąc ręcznie zmieniać w czasie postoju maszyny wielkość napełnienia, trzeba stosować konstrukcję mimośrodu, wskazaną na rys. 26 str. 60. Ponieważ opory suwaka tłokowego nie są zbyt duże, przeto można zmieniać także w sposób samoczynny zapomocą regulatora rozrząd pary w czasie ruchu maszyny, a stosuje się wtedy regulator osiowy, którego działanie będzie później omówione (§ 33).



Rys. 57.

Suwaki tłokowe są bardzo rozpowszechnione w lokomotywach parowych, gdzie są napędzane zapomocą nawrotnego stawidła jarzmowego.

§ 23. KĄT OKLINIENIA MIMOŚRODU.

Oklinienie mimośrodu na wale maszyny uskutecznia się na podstawie kąta przodowania, znalezionego z wykresu suwakowego, przyczem trzeba jednakże uwzględnić położenie suwaka względem środkowej osi geometrycznej maszyny. W wykresie suwakowym nazywamy kątem przodowania ten kąt, o który mimośród przekroczył swe środkowe położenie w chwili, gdy korba maszyny znajduje się w martwem położeniu. Natomiast *środkowem położeniem mimośrodu* nazywamy to położenie, przy którem

promień mimośrodowości znajduje się prostopadle do środkowego kierunku drążka mimośrodu. Środek mimośrodu musi być okliniony pod kątem przodowania δ względem środkowego położenia mimośrodu. Ponieważ środkowy kierunek drążka mimośrodu nie zawsze nakrywa się z osią geometryczną maszyny, przeto środek mimośrodu nie zawsze jest okliniony pod kątem $90^0 + \delta$ względem korby maszyny, a ustalenie kąta oklinienia tłumaczą następujące przykłady:

Rys. 58.

1) Na rys. 58 środkowy kierunek drążka mimośrodu $W - O$ nakrywa się z osią geometryczną maszyny, czyli że prostopadle do ostatniej znajduje się środkowe położenie mimośrodu $M - M_1$. Środek mimośrodu musi być okliniony pod kątem δ względem linji $M - M_1$, czyli wyprzedza korbę maszyny K o kąt $90^0 + \delta$, tak samo jak w wykresie suwakowym,

Rys. 59.

2) Na rys. 59 widzimy układ, w którym środkowa oś suwaka znajduje się poniżej osi geometrycznej maszyny, który to układ stosuje się najczęściej w suwakach płaskich ze względu na dobre odwodnienie cylindra. Prostopadle do środkowego kierunku drążka mimośrodu $W - O$ znajduje się środkowe jego położenie $M - M_1$. Od ostatniej linji odkładamy znaleziony w wykresie suwakowym kąt przodowania δ, pod którym środek mimośrodu E musi być okliniony. Wyprzedza on więc tutaj korbę maszyny K o kąt $90^0 + \delta - \alpha$.

3) Na rys. 60 suwak znajduje się powyżej osi geometrycznej maszyny. Wtedy środek mimośrodu E wyprzedza korbę maszy K o kąt $90^0 + \delta + \alpha$.

Rys. 60.

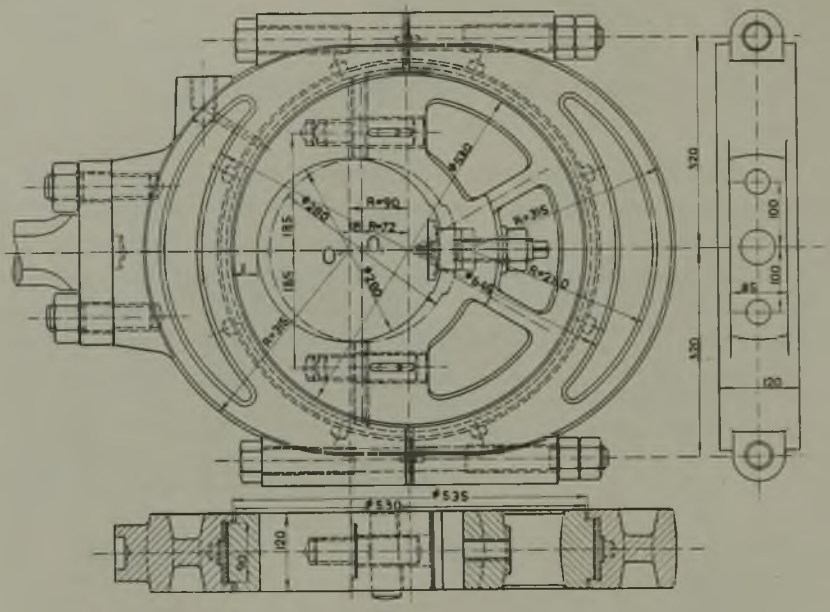
4) Jeśli suwak posiada wlot wewnętrzny, to środek mimośrodu musi być okliniony pod kątem $270^0 + \delta$ względem korby maszyny, przyczem również należy wprowadzić poprawkę, zależną od położenia suwaka względem geometrycznej osi maszyny. Takie same oklinienie należy także wykonać w wypadku, gdy suwak otrzyma przez włączenie dźwigni odwrotny kierunek ruchu (rys. 61.); — jeśli dźwignia tworzy równocześnie przekła-

Rys. 61.

dnię, to mimośrodowość, ustalona z wykresu suwakowego, musi być dla mimośrodu zmieniona w stosunku zastosowanej przekładni. Gdyby mechanizm, pokazany na rys. 61, napędzał suwak tłokowy z wlotem wewnętrznym, to mimośród musiałby wyprzedzać korbę maszyny o kąt $90^0 + \delta$, ponieważ skutki działania mechanizmu napędowego i wlotu wewnętrznego znosiłyby się wzajemnie.

Oprócz wskazanych powyżej układów suwaków są również możliwe i inne; — przy ustalaniu oklinienia mimośrodu na wale

głównym nie tak łatwo zajdzie jednakże omyłka, gdy będziemy je określali na podstawie środkowego kierunku drążka mimośrodu względnie środkowego położenia mimośrodu. Przy montażu maszyny zwykle przytwierdza się najpierw mimośród klinem ślepym, aby mieć możność poprawienia ewentualnych pomyłek w rysunku. Ze względu na możność dogodnej zmiany położenia mimośrodu przy indikowaniu maszyny, pożądane jest stosowanie klina, wskazanego na rys. 62. Ten sam mimośród, skonstruowany



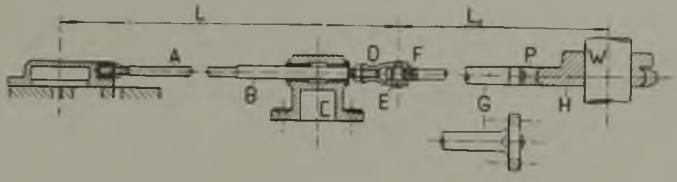
Rys. 62.

dla mimośrodowości $R = 90$ *mm*, może być użyty i przy mimośrodowości mniejszej np. $R = 72$ *mm*. W tym celu należy w tarczy, oklinionej na wale, wywiercić otwór ze środka O_1, przesuniętego względem środka O o 18 *mm*. Należy tylko zwracać uwagę, aby wymiar X przy większej mimośrodowości nie był zbyt słaby.

§ 24. MECHANIZM NAPĘDZAJĄCY SUWAKI POJEDYŃCZE.

Suwaki otrzymują napęd zapomocą mimośrodu, którego tarcza H (rys. 63) jest przeważnie okliniona na wale głównym W maszyny. Do tylnej pokrywy P mimośrodu jest przytwierdzony

zapomocą śrub lub klina lub też bezpośredniego wkręcenia na gwint drążek mimośrodu *G*, który przez sworzeń *E*, hartowany na powierzchni i pracujący w tulei bronzowej *F*, łączy się ze łbem *D*, nasadzonym na gwint na końcu drążka suwakowego *A*. Ostatni musi zewnątrz skrzynki suwakowej posiadać staranne prowadzenie, uskutecznione w koźle *C*, przytwierdzonym do ramy maszyny lub do skrzynki suwakowej; — drążek suwakowy otrzymuje w prowadzeniu zwykle większą średnicę *B*. Przymocowanie suwaka do drążka suwakowego pokazano poprzednio na różnych rysunkach suwaków; — przy projektowaniu



Rys. 63.

należy w szczególności zwrócić uwagę na możność montażu i demontażu suwaka wraz z drążkiem; przy większych suwakach stosuje się przeważnie tylne prowadzenie drążka suwakowego w tulei z bronzu (patrz rys. 64), przytwierdzonej do skrzynki suwakowej.

Dla obliczenia wymiarów stawidłowego mechanizmu napędowego miarodajny jest opór suwaka, którego wielkość określa wzór 4) podany w § 13, mianowicie:

1) $R = d.\ s.\ p.\ \mu$, gdzie d i s określa długość i szerokość suwaka w *cm*, p oznacza ciśnienie pary świeżej w *atm*, a spółczynnik tarcia $\mu = 0{,}18$ do $0{,}22$. Podług tego wzoru obliczamy mechanizm stawidłowy maszyn leżących, pracujących z liczbą obrotów nie większą od $n = 150$ na minutę, nie uwzględniając odciążenia suwaka przez przeciwprężność i przez wpustki, umieszczone w gładzi suwakowej cylindra, ponieważ wzór zaznaczony nie uwzględnia siły, potrzebnej do przyśpieszenia suwaka. Siłę tę należy wprowadzić przy obliczaniu mechanizmu stawidłowego maszyn, pracujących z większą liczbą obrotów, a wynosi ona:

2) $R_1 = \frac{G \cdot v^2}{9{,}81 \cdot r}$, gdzie oznacza:

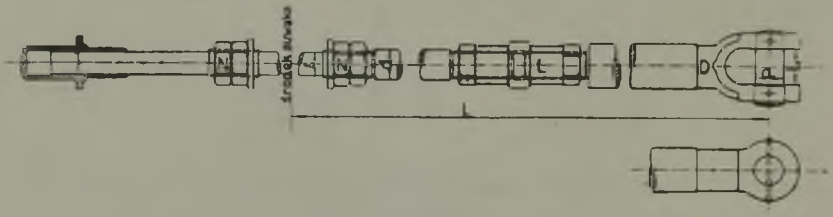
G = ciężar suwaka i mechanizmu napędowego w *kg*,

r = mimośrodowość w *m*,

$v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60}$ = prędkość obwodowa mimośrodu w *m/sek.*

W maszynach ustroju stojącego, w których suwak przy biegu w górę zostaje podnoszony przez mimośród, poleca się stosować wyważenie ciężaru części, podnoszonych przez mechanizm napędowy.

Drążek suwakowy wykonywa się z żelaza zlewnego, a przy większych wymiarach suwaka ze stali zlewnej, sto-



Rys. 64.

sując w nakrętkach *N* i *Ł* (rys. 64) drobne nacięcia gwintowe. Jeśli nastawność suwaka ma być możliwą w czasie ruchu maszyny, co jest pożądane, lecz kosztowne, to stosuje się konstrukcję, wskazaną na rys. 64, ze sprzęgłem *Ł*, posiadającem po jednej stronie gwint lewy, a po drugiej prawy; wtedy łeb *D* tworzy z częścią pracującą w prowadzeniu jedną całość. Wymiary drążka obliczamy na podstawie największego oporu R_{max}, który może równać się podług wzorów 1) i 2):

$$R_{max} = R, \text{ względnie } R_{max} = R + R_1.$$

Dopuszczalne naprężenie (patrz rys. 64) na rozciąganie wynosi:

3) $k_r = \frac{R_{max}}{\frac{\pi}{4} \cdot \delta^2}$ = 200 do 500 kg/cm^2.

Małe naprężenie stosuje się przy małych średnicach drążka, a duże przy dużych.

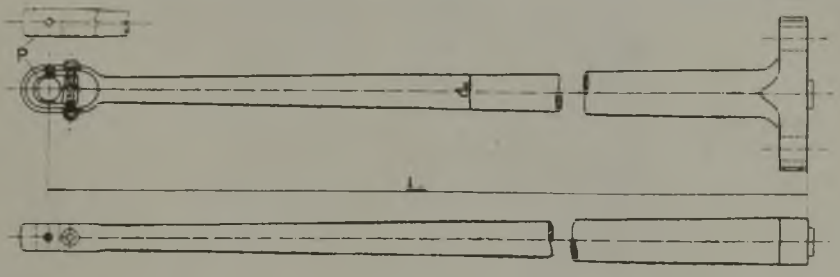
Stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu obliczamy ze wzoru:

$$4)\ \sigma = \frac{\pi^2 . J . E}{R_{max} . L^2} = 9 \text{ do } 15,$$

gdzie: L w cm oznacza odległość pomiędzy środkiem suwaka i środkiem czopa.

$E = 2\,200\,000$; $J = \frac{\pi . d^4}{64}$, gdzie d = średnica drążka w cm.

Wymiary czopa, łączącego drążek suwakowy z drąż-



Rys. 65.

kiem mimośrodu, a wykonanego ze stali, wyznaczamy na podstawie dopuszczalnego ciśnienia jednostkowego:

$$5)\ k = \frac{R_{max}}{d_1 . l_1} = 80 \text{ do } 120\ kg/cm^2;$$ — czop ten musi być starannie smarowany; — naprężenie na zginanie wypada w nim zwykle bardzo małe.

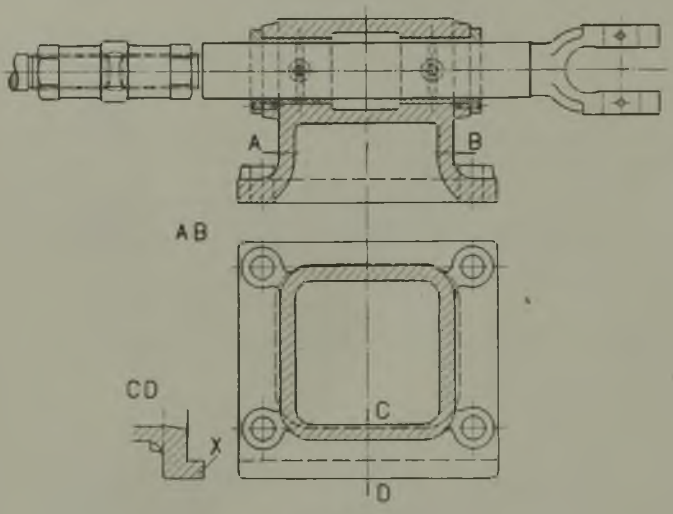
Średnicę drążka mimośrodu d_2, posiadającego długość L_1 (rys. 65), a wykonanego z żelaza zlewnego, obliczamy ze wzoru:

$$6)\ \sigma = \frac{\pi^2 . J . E}{R_{max} . L_1^2} = 15 \text{ do } 25;$$ —

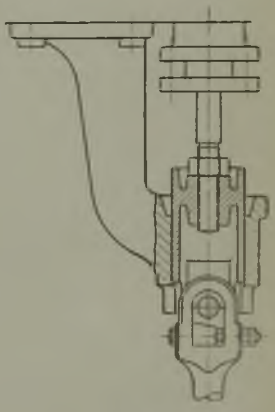
duży stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu σ trzeba stosować w wolno chodzących maszynach, ze względu na uniknięcie nadmiernych drgań drążka, natomiast w szybkobieżnych wy-

nosi $\sigma \cong 10$. W śrubach, łączących drążek ten z mimośrodem, stosuje się naprężenia jednostkowe od 200 do 400 kg/cm^2. Przy większych wymiarach czopa stosuje się dwudzielne, nastawne panwie P z bronzu.

Jako przykład budowy p r o w a d z e n i a, określonego na rys. 63 literą C, może posłużyć rys. 66; jest ono wykonane z żelaza lanego z tulejami z bronzu, a przytwierdzone do ramy maszyny leżącej zapomocą śrub i zawieszone na występie X; zamiast ostatniego można zastosować dwa kołki dopasowane. W maszynach stojących używa się przeważnie prowadzenia,



Rys. 66.



Rys. 67.

przytwierdzonego do skrzynki suwakowej, np. podług rys. 67 lub do ramy podług rys. 68.

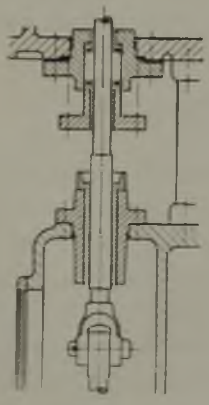
W wielu wypadkach jest bardzo pożądane umieszczenie mimośrodu w innej osi od osi drążka suwakowego, np. ze względu na przybliżenie gładzi suwakowej do cylindra. Jeśli odległość pomiędzy osiami nie jest zbyt duża, to niektórzy konstruktorzy stosują boczny uchwyt, którego polecać nie można, nawet przy starannem prowadzeniu, wskazanem na rys. 69. W takich wypadkach zalecać można stosowanie wahacza, wykonanego z żelaza lanego przy małych, a ze stali lanej przy

dużych siłach, którego budowę w dwóch odmiennych wykonaniach przedstawia rys. 70.

Różne konstrukcje mimośrodów podano na rys. 1, 26, 62 i 71. Tarcza mimośrodu, wykonana z żelaza lanego, jest przeważnie dwudzielna, aby módz zdejmować ją z wału; można wykonywać ją jednak niedzieloną, gdy znajduje się na końcu wału. Zewnętrzną średnicę tarczy znajdujemy konstrukcyjnie, przyjmując dostateczną grubość g materjału w najsłabszem miejscu piasty, czyli zewnętrzna średnica tarczy wynosi:

$D = 2.\ (r + 0{,}5.\ d + g)$, gdzie oznacza:

r = mimośrodowość, a d = średnica wału.



Rys. 68.

Rys. 69.

Szerokość s, na której pracują pokrywy mimośrodu (rys. 71), obliczamy ze wzoru:

$$s = \frac{R \cdot n}{w}, \text{ gdzie oznacza:}$$

R = średni opór suwaka w kg; n = liczba obrotów mimośrodu na minutę;

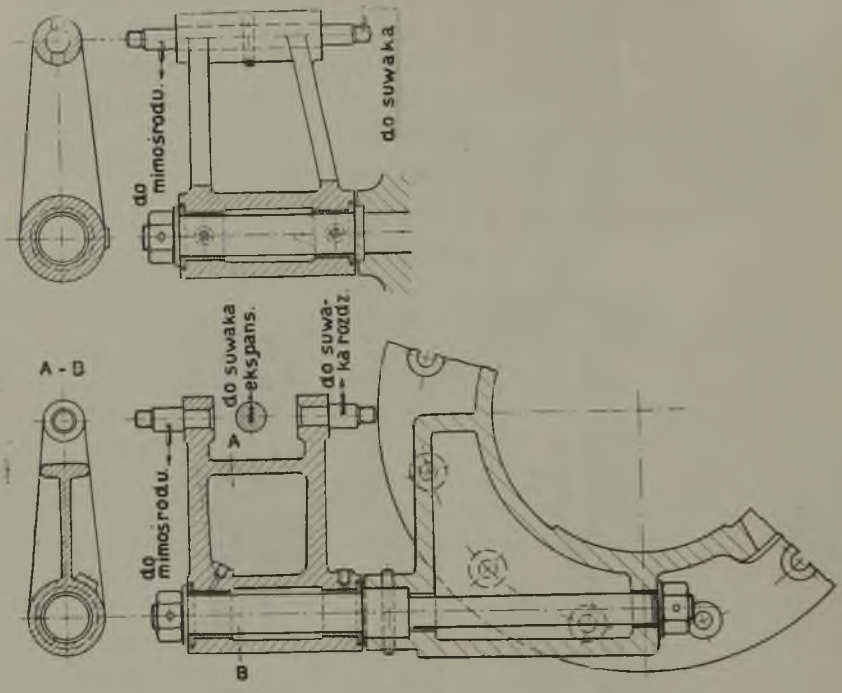
w = liczba doświadczalna, która wynosi:

$w \leqq 14000$ przy pracy żelaza lanego na żelazie lanem,

$w \leqq 20000$ „ „ metalu białego „ „ „ .

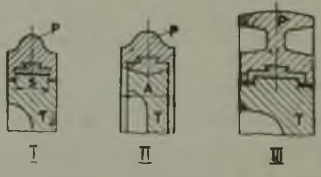
Przy dużym oporze R i dużej liczbie obrotów n trzeba wyłożyć pokrywy mimośrodu białym metalem; różne wykonania

widzimy na rys. 71, w którym P oznacza pokrywę, a T tarczę. Również konieczne jest wyłożenie pokryw białym metalem przy wykonaniu ich ze stali lanej, a wtedy pożądane jest wykonanie II lub III; przy budowie podług II otrzymuje się mniejszą sze-



Rys. 70.

rokość A mimośrodu. Pokrywy mimośrodu są połączone ze sobą śrubami, w których dopuszczalne naprężenie obliczamy ze wzoru:



Rys. 71.

$$k_r = \frac{R_{max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot \delta^2}{4}} \leqq 400 \ kg/cm^2$$ (w małych śrubach znacznie mniejsze).

Jeśli odległość tych śrub oznaczymy przez l, to potrzebny przekrój pokrywy obliczamy ze wzoru:

$$k_g = \frac{M_g}{W} = \frac{1}{W} \cdot \frac{R_{max}}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right),$$

gdzie W oznacza moment wytrzymałości przekroju P; we wzorze tym przyjmujemy:

dla żelaza lanego $k_g \leqq 250$ kg/cm^2
i dla stali lanej $k_g \leqq 400$ kg/cm^2.

Mimośród powinien być starannie smarowany oliwą lub też tłuszczem zapomocą maźnicy Stauffer'a.

§ 25. *SUWAKI PODWÓJNE.*

Suwak podwójny umożliwia pracę ze zmiennem napełnieniem cylindra bez zmiany innych charakterystycznych okresów rozrządu pary. Składa on się z suwaka rozdzielczego, pracującego na gładzi suwakowej cylindra, i z poruszającego się na jego górnej gładzi suwaka ekspansyjnego; każdy suwak jest napędzany osobnym mimośrodem. Suwak rozdzielczy działa tak samo jak zwykły suwak płaski, t. j. steruje wylot i wlot przedzwrotowy oraz kompresję, których wielkość nie zmienia się. Natomiast wielkość napełnienia, które umożliwia suwak rozdzielczy, może być zmniejszona, w zależności od obciążenia maszyny, przez suwak ekspansyjny, który w czasie ruchu maszyny pod wpływem przestawienia ręcznego lub samoczynnego przez regulator może wcześniej zamykać dopływ pary świeżej do kanałów przepływowych w suwaku rozdzielczym, nim ostatni odetnie dopływ pary do kanałów w gładzi suwakowej cylindra. Z powyższego wynika, że suwak rozdzielczy winien nastawiać napełnienie nie mniejsze od największego napełnienia, jakie może nastawiać suwak ekspansyjny, a ostatni musi umożliwić dopływ pary świeżej do górnej gładzi suwaka rozdzielczego przed nastawieniem przez niego wlotu przedzwrotowego. Linijny wlot przedzwrotowy jest w suwakach podwójnych jednakowy po obydwóch stronach tłoka, gdyż przesłonięcie wlo-

towe *e* w suwaku rozdzielczym może być to samo po obydwóch stronach, bo nie wpływa ono na wielkość napełnienia. Ponieważ funkcja suwaka rozdzielczego jest taka sama, jak zwykłego suwaka płaskiego, przeto wymiary jego oblicza się na podstawie wykresu suwakowego w ten sam sposób, jak dla zwykłego suwaka płaskiego. Przy projektowaniu zakładamy jednakże kompresję i wylot przedzwrotowy, bo napełnienie steruje suwak ekspansyjny.

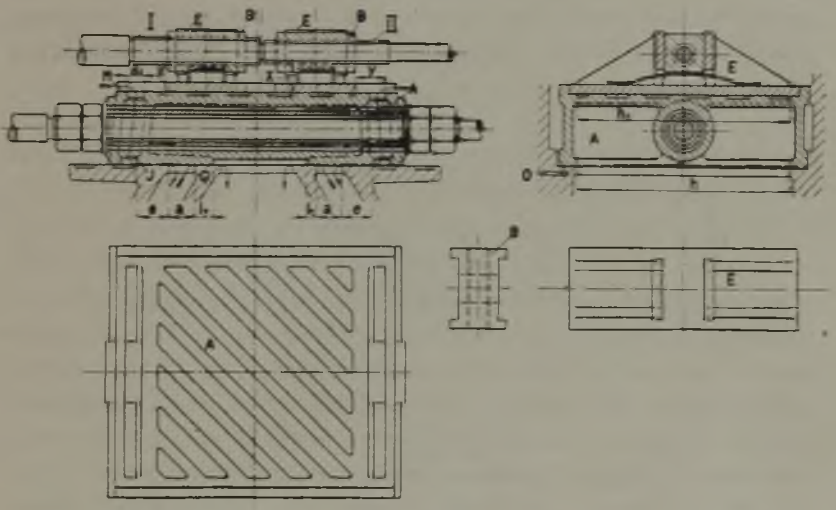
Z suwaków podwójnych są najwięcej rozpowszechnione suwaki Meyer'a i Rider'a (czytaj Rajder), mniej zaś Guhrauer'a. Suwak Meyer'a był dawniej często używany w cylindrach niskoprężnych maszyn o podwójnem rozprężaniu pary, bo dozwala on zmiany napełnienia w czasie ruchu maszyny tylko w sposób ręczny; obecnie używa się w tych cylindrach zamiast niego zawory, natomiast znajduje on jeszcze, wprawdzie stosunkowo rzadko zastosowanie w mniejszych maszynach, zasilanych parą nasyconą o niezbyt wysokiem ciśnieniu i posiadających samoczynną regulację przez dławienie pary dolotowej. Suwak Rider a, w którym napełnienie w zależności od obciążenia nastawia regulator, był dawniej stosowany w cylindrach wysokoprężnych maszyn o podwójnem rozprężaniu pary i w maszynach jednocylindrowych, a dziś używa go się, o kształcie suwaka płaskiego lub półokrągłego, jeszcze dosyć często w mniejszych maszynach, zasilanych parą nasyconą o ciśnieniu aż do 10 *atm nadc*. Suwaki Meyer'a i Rider'a mogą być wykonane jako suwaki płaskie i jako tłokowe.

§ 26. SUWAK MEYER'A.

Budowę płaskiego suwaka Meyer'a widzimy na rys. 72. Suwak rozdzielczy *A*, wykonany z żelaza lanego, steruje krawędzią *Q* wylot przedzwrotowy i kompresję, a krawędzią *J* wlot przedzwrotowy. Na górnej gładzi suwaka rozdzielczego poruszany jest mimośrodem suwak ekspansyjny, składający się z dwóch płyt *E* z żelaza lanego, których wzajemna odległość może być w czasie ruchu maszyny zmieniana przez okręcanie drążka suwakowego zapomocą kółka ręcznego, znajdującego się zewnątrz skrzynki suwakowej; — drążek suwakowy jest bowiem zaopatrzony w gwint prawy I i lewy II, na które włożone są nakrętki spiżowe *B*, uchwycające płytki ekspansyjne. Szczelina *x* jest

potrzebna ze względu na możność odchylenia się suwaka od gładzi suwakowej cylindra. Przekroje kanału, przechodzącego przez suwak rozdzielony, nie powinny być mniejsze od $a_1 . h_1$, a w górnej gładzi suwaka rozdzielczego należy umieścić wpustki odciążające.

Ponieważ krawędzie K i M sterują napełnienie, przeto trzeba przy nastawianiu mniejszego napełnienia okręcać drążek suwakowy w ten sposób, aby wzajemna odległość płytek ekspansyjnych E zwiększyła się, bo im mniejsza jest odległość sterują-



Rys. 72.

cych krawędzi y w środkowem położeniu suwaka, z tem mniejszem pracuje on napełnieniem.

Dla określenia długości płytek ekspansyjnych i wymiarów górnej gładzi suwaka rozdzielczego trzeba ustalić odległość środka suwaka rozdzielczego od środka suwaka ekspansyjnego przy projektowanem napełnieniu najmniejszem i największem. W tym celu rozważmy najpierw działanie podwójnego suwaka Meyer'a na podstawie zasadniczego wykresu podanego w § 6. Położenie środka mimośrodu, uruchomiającego suwak rozdzielczy, względem korby maszyny znajdujemy z wykresu suwakowego, zaprojektowanego dla suwaka rozdzielczego. Niechaj śro-

dek tego mimośrodu, posiadającego mimośrodowość R_n, znajduje się przy martwem położeniu korby maszyny (rys. 73) w punkcie A, a środek mimośrodu, napędzającego suwak ekspansyjny i posiadającego mimośrodowość R_e, niechaj znajduje się wtedy w punkcie B. Mimośród rozdzielczy wyprzedza więc korbę maszyny o kąt $90^0 + \delta_n$, a mimośród ekspansyjny o kąt $90^0 + \delta_e$. Z powyższego wynika, że przy martwem położeniu korby maszyny suwak rozdzielczy przebył względem swego środkowego położenia drogę n, a suwak ekspansyjny drogę m, czyli że środki, względnie krawędzie sterujące K i M obydwóch suwaków są od siebie oddalone o długość $m-n$. Bezwzględną drogę, przebytą przez suwak ekspansyjny względem gładzi suwakowej

Rys. 73.

w cylindrze, możemy więc sobie wystawić jako drogę n, przebytą przez suwak rozdzielczy, $\pm$ drogę, którą przebył suwak ekspansyjny, napędzany mimośrodem względnym, na górnej gładzi suwaka rozdzielczego. Gdybyśmy bowiem usiedli na suwaku rozdzielczym, to znajdując się względem niego w spoczynku, nie widzielibyśmy rzeczywistej mimośrodowości suwaka ekspansyjnego, a wydawałoby nam się, że wykonywa on ruchy, których mimośrodowość równa się największemu oddaleniu środków obydwóch suwaków.

W pewnem położeniu korby maszyny otrzymujemy więc bezwzględną drogę suwaka ekspansyjnego względem gładzi suwakowej w cylindrze przez połączenie odpowiednich dróg, przebytych przez mimośród rozdzielczy i mimośród względny, czyli:

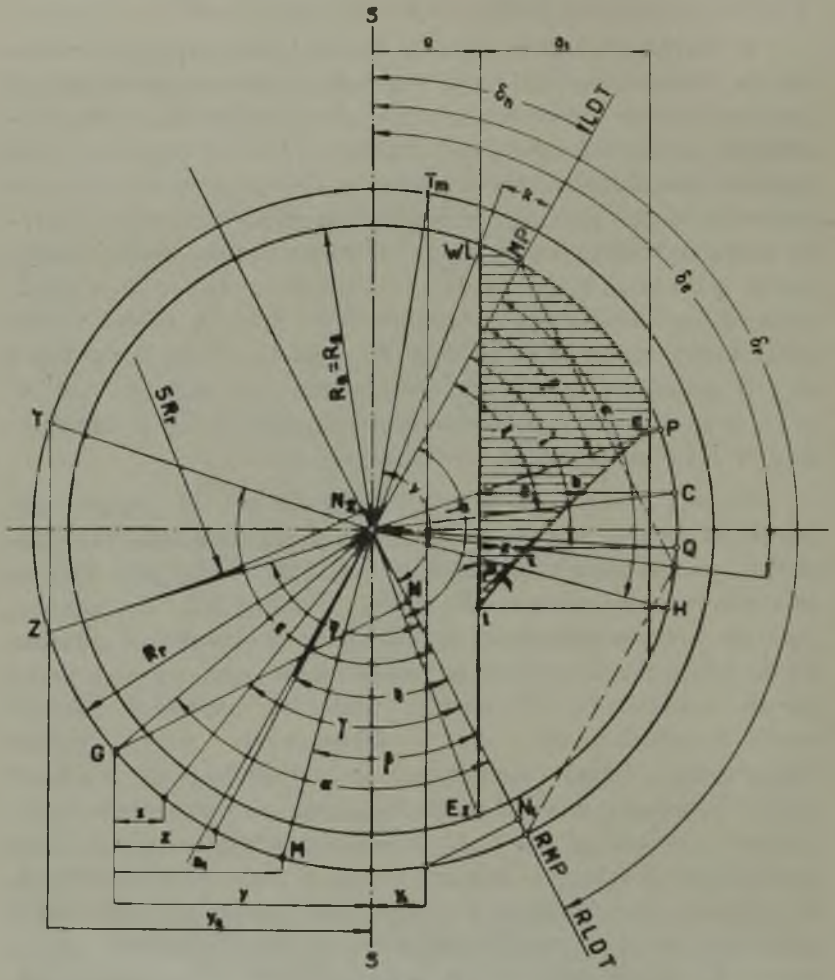
Mimośrodowość suwaka ekspansyjnego R_e jest przekątną równoległoboku, którego strony tworzą mimośrodowość R_n suwaka rozdzielczego i mimośrodowość względna R_r. Względny kąt przodowania oznaczamy przez δ_r.

W zwykłym suwaku płaskim znajdujemy przy pewnem położeniu korby maszyny drogę przebytą przez suwak względem jego środkowego położenia przez poziomą odległość środka mimośrodu od linji środkowego położenia S — S. Zupełnie analogicznie znajdujemy dla suwaka podwójnego przy pewnem położeniu korby maszyny odległość sterującej krawędzi suwaka ekspansyjnego od sterującej krawędzi suwaka rozdzielczego przez poziomą odległość środka mimośrodu względnego od linji środkowego położenia S — S; — n. p. przy położeniu korby maszyny w punkcie K, a mimośrodów w punktach A i B odległość pomiędzy sterującemi krawędziami wynosi $m - n = y$, a przy położeniu korby w punkcie H, a mimośrodów w E i F odległość ta wynosi $m_1 + n_1 = y_1$.

Wykres zasadniczy, przedstawiony na rys. 73, możemy zamienić na wykres suwakowy Mueller'a przez okręcenie linji drogi tłoka w kierunku biegu maszyny o kąt $90^0 + \delta_n$. (rys. 74); na ostatnim rysunku założono $R_n = R_e$. Punkty Wl i Ex, znajdujące się tutaj w odległości przysłonięcia wlotowego e, odnoszą się do wlotu przedzwrotowego i napełnienia, nastawianych przez suwak rozdzielczy. Natomiast wielkości napełnień rzeczywiście zachodzących, więc nastawianych przez suwak ekspansyjny, należy odmierzyć w stosunku do średnicy koła $2R_r$ mimośrodowości względnej, oraz przy obranych napełnieniach stwierdzać wielkość odległości przysłonięcia y przy środkowem położeniu suwaka; — n. p. przy napełnieniu N_1 znajdujemy przysłonięcie y_1, które jest dodatnie i odpowiada położeniu suwaków przedstawionemu na rys. 75, a przy napełnieniu N_2 znajdujemy przysłonięcie y_2, które jest ujemne i odpowiada położeniu suwaków przedstawionemu na rys. 76. Przy oznaczaniu długości płytek suwaka ekspansyjnego należy pamiętać o tem, aby przy nastawieniu na największe napełnienie odległość między niemi (rys. 76) nie była mniejsza od q=10 *mm*, a przy nastawieniu na najmniejsze napełnienie (rys. 75) długość k po stronie odkorbowej przy środkowem położeniu su-

waka była o około 5 *mm* większa od mimośrodowości względnej R_r, aby para nie dostawała się do suwaka rozdzielczego drogą niewłaściwą.

Ponieważ suwak ekspansyjny nie powinien nastawiać więk-

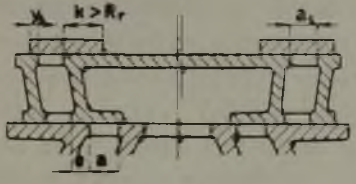


Rys. 74.

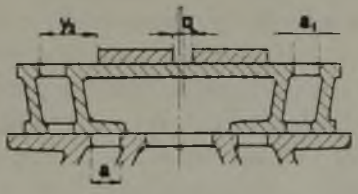
szego napełnienia niż suwak rozdzielczy (patrz § 25), przeto po stronie kukorbowej (rys. 74) winien być kąt $\eta < \varphi$ dla napełnienia największego; — w wykresie Mueller'a dla suwaka podwójnego oznacza bowiem:

M. P. = martwe położenie korby maszyny,
L. D. T. = linja drogi tłoka,
R. L. D. T. = względna linja drogi tłoka,
R. M. P. = względne martwe położenie korby maszyny.

Pozatem suwak ekspansyjny nie powinien po zamknięciu kanału w górnej gładzi suwaka rozdzielczego (koniec napełnienia) otwierać go przy napełnieniu największem wcześniej, nim suwak rozdzielczy odetnie dopływ pary do kanału w gładzi suwakowej cylindra; — z tej przyczyny należy największe napełnienie po stronie kukorbowej tak obrać, aby kąt $\varepsilon > \varphi$, gdyż suwak rozdzielczy zamyka kanał w gładzi cylindra w punkcie *Ex*, a suwak ekspansyjny umożliwia, po zamknięciu dopływu pary w punkcie *Z*, ponowny jej dopływ do suwaka rozdzielczego w punkcie *T*. Ten ponowny dopływ następuje najpóźniej przy najmniejszem napełnieniu, mianowicie przy T_m, jeśli przez N_1



Rys. 75.



Rys. 76.

określimy napełnienie najmniejsze, lecz następuje on znacznie wcześniej, niż suwak rozdzielczy daje wlot przedzwrotowy (co jest oczywiście konieczne według § 25), bo kąt ν jest znacznie większy od kąta k.

Jeśli oznaczymy przez a szerokość kanału w gładzi suwakowej cylindra, to szerokość kanału w górnej gładzi suwaka rozdzielczego przyjmujemy zwykle $a_1 = 0.8$ do $0{,}9 \cdot a$. Kąt przodowania mimośrodu ekspansyjnego poleca się przyjmować

$$\delta_e = 70^0 \text{ do } 110^0,$$

a przeważnie otrzymuje się najlepsze wyniki przy

$$\delta_e = 90^0 \text{ do } 100^0.$$

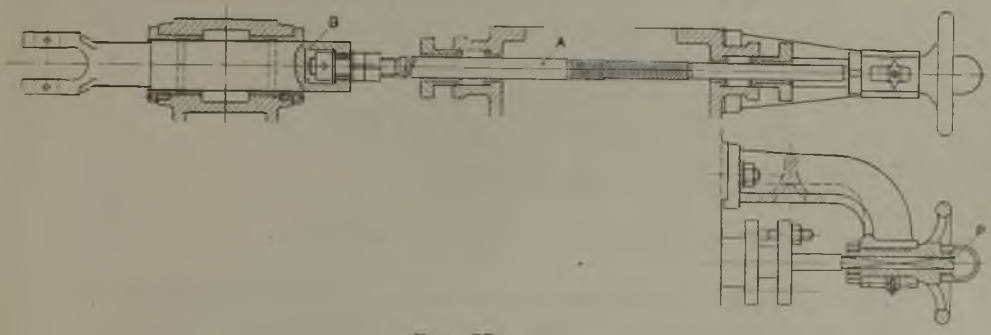
Nacięcie gwintowe na drążku suwaka ekspansyjnego otrzymuje ze względu na samohamowność kąt pochylenia = 1 : 7.

Ponieważ koło mimośrodu względnego daje nam obraz ruchu, jaki wykonywa suwak ekspansyjny na suwaku rozdzielczym, przeto możemy za jego pomocą wykreślić krzywą, która daje pewien pogląd na prędkość, z jaką suwak ekspansyjny zamyka kanały a_1, znajdujące się w górnej gładzi suwaka rozdzielczego. Wykreślmy tę krzywą dla napełnienia N (rys. 74), przy którem suwak ekspansyjny posiada w środkowem położeniu przysłonięcie y (ujemne). Przy napełnieniu N mimośród względny znajduje się w punkcie G, oddalonym od względnego martwego położenia korby $R.M.P.$ o kąt α. Gdy przeniesiemy kąt α w wykres suwaka rozdzielczego czyli odłożymy od linji drogi tłoka $L.D.T.$, to znajdziemy położenie korby maszyny w punkcie H, przy którem suwak ekspansyjny zamknął całkowicie dopływ pary do kanału a_1. Chcąc wypośrodkować chwilę, w której rozpoczyna się zamykanie tegoż kanału, odkładamy od punktu G szerokość kanału a_1, przez co otrzymujemy położenie mimośrodu względnego w punkcie M, oddalonym od $R.M.P.$ o kąt β; — przez przeniesienie kąta β w wykres suwaka rozdzielczego otrzymujemy położenie korby w punkcie P. Przy położeniu mimośrodu względnego pod kątem γ względem $R.L.D.T.$ kanał a_1 jest otwarty na szerokości x, a przy położeniu pod kątem ξ na szerokości z; — przenosząc kąty γ i ξ w wykres suwaka rozdzielczego, znajdujemy położenie korby w punktach Q i C, przy których odkładamy długości x i z, które oznaczają otwarcie kanału a_1 przez suwak ekspansyjny. Przez połączenie punktów g, h, t, l znajdujemy krzywą, która daje pogląd na szybkość zamykania kanału a_1 przez suwak ekspansyjny. Dopływ pary świeżej do cylindra steruje bowiem suwak rozdzielczy od punktu Wl aż do położenia korby w punkcie P, potem suwak ekspansyjny dozwala dopływ pary do suwaka rozdzielczego tylko na pewnej części kanału a_1, określonej przy pewnem położeniu korby maszyny przez prostopadłą odległość linji Wl—Ex od krzywej $ghtl$ (otwarcie kanału przedstawia zakreskowane pole). Im ostatnia krzywa będzie położona pod większym kątem ρ, tem szybciej będzie odbywało się zamykanie kanału a_1, czyli tem mniejsze będzie dławienie pary dolotowej. W ogólności dążymy do tego, aby kąt ρ wynosił przy n o r m a l n e m n a p e ł n i e n i u około 45°, a w każdym razie nie był mniejszy od 42°. Stosownie do tego trzeba przy projektowaniu zmieniać R_n, R_e, δ_n i δ_e.

Wydawałoby się, że powinniśmy otrzymać najlepsze wyniki

dla kąta ρ przy ułożeniu względnej linji drogi tłoka *R.L.D.T.* w ten sposób, aby przy napełnieniu normalnem położenie względnego mimośrodu było oddalone od linji *S*— *S* o odległość $\frac{a_1}{2}$.

W rzeczywistości w wielu wypadkach nie otrzymuje się wtedy korzystnych wyników, gdyż powstaje duże dławienie pary z powodu zbyt małej mimośrodowości względnej R_r, którą otrzymuje się, jeśli mimośrodowość R_e nie jest zbyt duża. Zaznaczyć jednak należy, że często, ze względu na otrzymanie korzystnego kąta ρ, trzeba stosować $R_e > R_n$, przyczem pożądana jest niezbyt duża różnica tych mimośrodowości, aby módz wykonać obydwa mimośrody podług jednego modelu.



Rys. 77.

Drążek suwakowy, napędzający suwak ekspansyjny, musi być dla suwaka Meyer'a tak zaprojektowany, aby możliwe było jego okręcanie bez wywierania wpływu na drążek mimośrodu. Budowa, przedstawiona na rys. 77, umożliwia takie okręcanie drążka suwakowego zapomocą kółka ręcznego, przy którem znajduje się skala, wykazująca każdorazowo nastawione napełnienie. Posiada ona jednak tę słabą stronę, że zmiana długości drążka suwakowego wymaga zatrzymania maszyny. Chcąc mieć możność zmiany tej długości w czasie ruchu maszyny, trzeba włączyć sprzęgło z prawym i lewym gwintem pomiędzy części *A* i *B* (patrz *S* rys. 92); — sprzęgło takie zwiększa niewątpliwie koszty produkcji. W końcu nadmienić należy, że zamiast prostokąta *P* przy końcu drążka suwakowego można zastosować też klin wpustkowy.

§ 27. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA MEYER'A.

Zaprojektować suwak Meyer'a dla cylindra niskoprężnego o średnicy $D = 650$ *mm* maszyny o podwójnem rozprężaniu pary, posiadającej skok $s = 700$ *mm* przy liczbie obrotów $n = 90$ na minutę; — maszyna pracuje z wolnym wydmuchem przy napełnieniu normalnem 34%, kompresji 9% i wylocie przedzwrotowym około 5%.

$$\text{Średnia prędkość tłoka} = c_m = \frac{0{,}7 \cdot 90}{30} = 2{,}1 \ m/sek.$$

$$\text{Czynne pole tłoka} = F_N = 0{,}98 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4} \cong 3250 \ cm^2.$$

Ze względu na wydmuch przyjmujemy prędkość wylotową pary $v_a = 36$ *m/sek* i otrzymujemy potrzebny wolny przekrój wylotowy w gładzi suwakowej cylindra :

$$f_a = a \cdot h = \frac{3250 \cdot 2{,}1}{36} \cong 189{,}5 \ cm^2.$$

Przyjmując $h \cong 0{,}66 \cdot D = 430$ *mm*,

$$\text{wyliczamy a} = \frac{189{,}5}{43} \cong 44 \ mm; —$$

ze względu na konieczność wprowadzenia zaokrągleń w przekroju $a \cdot h$, wykonywamy wysokość kanału $h = 434$ *mm*.

Przyjmujemy teraz prędkość wlotową pary w kanale, znajdującym się w górnej gładzi suwaka rozdzielczego $v_e = 40$ *m/sek* i obliczamy potrzebny wolny przekrój dla wlotu pary:

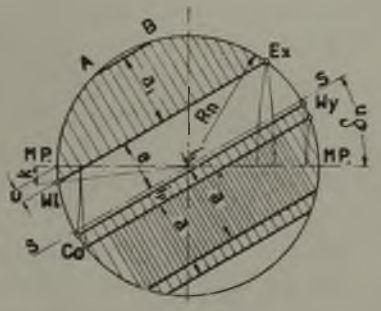
$$f_e = a_1 \cdot h_1 = \frac{3250 \cdot 2{,}1}{40} \cong 170 \ cm^2.$$

Przy szerokości tego kanału $a_1 \cong 0{,}9 \cdot a = 40$ *mm* otrzymujemy jego wysokość $h_1 = 425$ *mm*, którą ze względu na potrzebne zaokrąglenia zwiększamy do 428 *mm*.

Na podstawie wykresu indikatora projektujemy dla suwaka rozdzielczego wykres suwakowy Reuleaux'a (rys. 78 *a*) o średnicy koła 100 *mm*, przyjmując 9% kompresji, 5% wylotu przedzwrotowego dla strony odkorbowej oraz kąt $k \cong 7^0$ dla wlotu przedzwrotowego, przez co otrzymujemy 4,5% *Wy* i 76.5% napełnienia po stronie kukorbowej oraz 83% napełnienia po stronie odkorbowej. Również odmierzamy z wykresu suwakowego kąt przodowania mimośrodu rozdzielczego

δ_n = 30° 30', przysłonięcie wlotowe e = 20 *mm* oraz przysłonięcia wylotowe : i_t = 1,4 *mm*, i_p = 7,1 *mm*.

Ponieważ wymiary kanału w gładzi suwakowej cylindra zostały określone na podstawie potrzebnego wolnego przekroju dla wylotu pary, przeto kanał ten nie potrzebuje być w czasie jej wlotu całkowicie otwarty przez suwak rozdzielczy, czyli można wykonać mimośrodowość mimośrodu rozdzielczego $R < + a$ przez co zmniejsza się bezwzględna wielkość mimośrodowości; — ze względu na niedopuszczenie zbyt dużego dławienia pary



Rys. 78a.

przyjmujemy jednakże $R_n > e + a_1$. W danym wypadku zakładamy w wykresie suwakowym o średnicy 100 *mm* szerokość a_1 = 28,5 *mm*, otrzymując przez to linię A—B oraz skalę wykresu S_k = 28,5 : 40.

Na podstawie tej skali obliczamy:

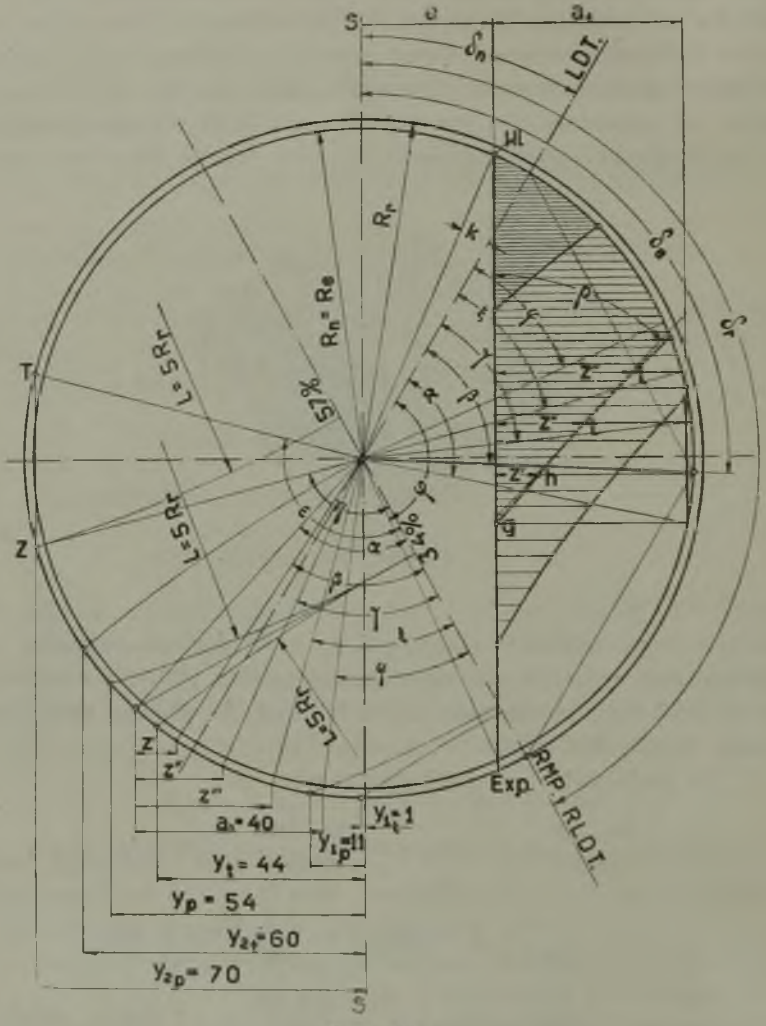
$$R_n = \frac{50 \cdot 40}{28{,}5} = 70\ mm;\quad e = \frac{20 \cdot 40}{28{,}5} \cong 28\ mm\ (e_p = e_t);$$

$$i_p = \frac{7{,}1 \cdot 40}{28{,}5} \cong 10\ mm;\ i_t = \frac{1{,}4 \cdot 40}{28{,}5} \cong 2\ mm;$$

linijny wlot przedzwrotowy $u = \frac{5{,}4 \cdot 40}{28{,}5} \cong 7{,}5\ mm\ (u_p = u_t)$.

Wykres suwakowy rys. 78*a* musimy jeszcze uzupełnić po stronie wylotu szerokością kanału a, która w wykresie wynosić będzie : $a = \frac{44 \cdot 28{,}5}{40} \cong 31{,}5\ mm$; — w odległości 31,5 *mm* od i_p i i_t wykreślamy teraz linje równoległe do S—S.

Na podstawie wykresu suwakowego Reuleaux'a projektujemy wykres suwakowy Mueller'a t. j. otrzymujemy go przez okręcenie pierwszego o kąt $90^0 + \delta_n$. W celu ułatwienia odmierzania



Rys. 78b.

wymiarów rysujemy wykres Mueller'a w skali rzeczywistej $R_n = 70$ *mm* (rys. 78.*b*), a ze względu na otrzymanie jednakowych mimośrodów zakładamy $R_e = R_n = 70$ *mm*; — kąt przodowania mimośrodu ekspansyjnego zakładamy $\delta_e = 93^0$.

Przez wykreślenie równoległoboku znajdujemy mimośrodowość względną $R_r = 72$ *mm* oraz położenie względnej linji drogi tłoka *R.L.D.T.*

Teraz musimy zbadać, czy założenia powyższe czynią zadość warunkom, wyłuszczonym w § 25 i 26.

1) Napełnienie normalne, wynoszące 34%, przyjmujemy dla obydwóch stron tłoka jednakowe (co jednakże nie jest bezwzględnie konieczne). W wykresie suwakowym (rys. 78. b) napełnienie normalne wynosi $34 \cdot \frac{144}{100} = 49$ *mm*, które odkładamy od punktu *R.M.P.* Ze znalezionego dla tego napełnienia punktu wykreślamy łuki o promieniu $L = 5 \cdot R_r = 360$ *mm*, przez co znajdujemy przysłonięcia: po sironie kukorbowej $y_p = 54$ *mm*, a po stronie odkorbowej $y_l = 44$ *mm*. Aby otrzymać średnią krzywą, podług której suwak ekspansyjny zamyka kanał w górnej gładzi suwaka rozdzielczego, kreślimy krzywą tę w sposób podany w § 26 dla nieskończenie długiego korbowodu $L = \infty$. Otrzymana krzywa *g h t l* wykazuje kąt $\varphi > 43^0$, wobec czego nie zachodzi obawa, aby z powodu zbyt powolnego zamykania kanału a_1 powstawało nadmierne dławienie pary świeżej. Wprawdzie przy normalnem napełnieniu suwak rozdzielczy nie otworzył jeszcze kanału a w gładzi suwakowej cylindra na szerokości $a_1 = 40$ *mm*, gdy suwak ekspansyjny zaczyna już zamykać kanał a_1, znajdujący się w górnej gładzi suwaka rozdzielczego, lecz jest to dopuszczalne ze względu na przyjętą małą prędkość pary v_e. Gdybyśmy jednak uważali, że brak ten spowoduje zbyt duże dławienie pary, to musielibyśmy powiększyć R_n lub też przy $R_n = 70$ *mm* wykonać większą wysokość h kanału, a mniejszą jego szerokość a.

2) Napełnienie największe przyjmujemy dla strony kukorbowej 57%; — w wykresie suwakowym wynosi ono:

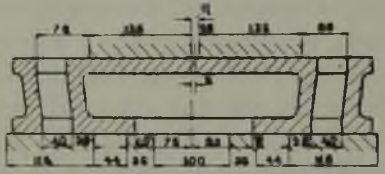
$$57 \cdot \frac{144}{100} \cong 82 \text{ mm}.$$

Kreślimy łuk promieniem $L = 5 \cdot R_r$, przez co znajdujemy punkt Z; — następnie stwierdzamy, że założone napełnienie czyni zadość warunkom wymaganym, mianowicie: $\gamma_1 < \varphi$ oraz $\varepsilon > \varphi$. Z wykresu znajdujemy dla strony kukorbowej przysłonięcie $y_{2p} = 70$ *mm*, wobec czego przysłonięcie po stronie odkorbowej wynosi $y_{2l} = y_{2p} - (y_p - y_l) = 60$ *mm*; — na pod-

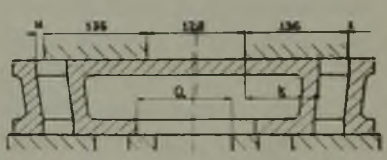
stawie tego przysłonięcia znajdujemy w wykresie suwakowym napełnienie po stronie odkorbowej około 50%. Wykreślona dla tego napełnienia linja zamykania posiada kąt ρ mniejszy od 43°.

3) Napełnienie najmniejsze przyjmujemy po stronie odkorbowej 7,5%; — w wykresie suwakowym wynosi ono $7{,}5 \cdot \frac{144}{100} \cong 11$ *mm*, wykazując przysłonięcie $y_{1l} \cong 1$ *mm*. Wobec tego przysłonięcie po stronie kukorbowej wynosi $y_{1p} = 11$ *mm*, a napełnienie — ∞ 8,5%. Wykreślona krzywa zamykania posiada korzystny kąt ρ.

Na podstawie powyższego obliczenia możemy zaprojektować suwak Meyer'a; — należy jednak zważać na to, aby najprzy większem napełnieniu (rys. 79.a) $q > 5$ *mm*, a przy najmniejszem (rys. 79.b) $k > R_r$; — w suwaku rozdzielczym



Rys. 79a.



Rys. 79b.

trzeba wykonać $Q > R_n + a$. Tym warunkom czyni zadość długość płyt suwaka ekspansyjnego, wynosząca 135 *mm*.

§ 28. SUWAK GUHRAUER'A.

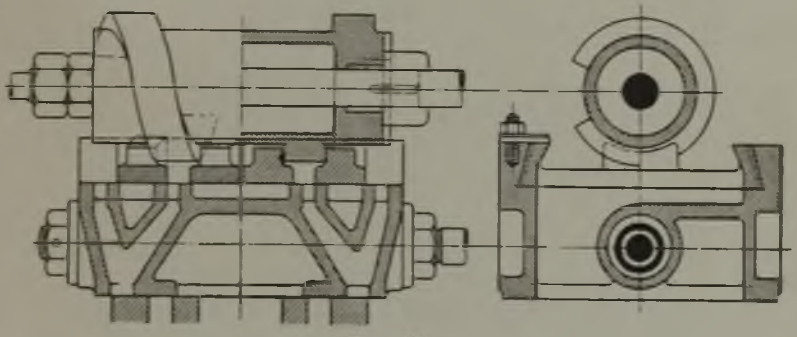
Suwak ekspansyjny Meyer'a nie może być przestawiany bezpośrednio przez regulator, ponieważ nastawianie różnych napełnień wymaga kilkakrotnego okręcania drążka suwakowego, z powodu małej średnicy nacięcia gwintowego. Aby umożliwić bezpośrednie działanie regulatora na suwak ekspansyjny, umieszcza się nacięcie gwintowe na dużej średnicy oddzielnego odlewu, ułożonego na drążku suwakowym, przez co otrzymujemy suwak Meyer'a z dużą śrubą, znany także pod nazwą suwaka Guhrauer'a (rys. 80). Regulator porusza w tym wypadku przeważnie zębatkę, która działa na kółko zębate, umieszczone na drążku suwaka ekspansyjnego, a posiadające większą szerokość od skoku suwaka. W zależności od kierunku, w którym regulator okręca drążek suwakowy, należy wykonać gwint prawy dla jed-

nej, a gwint lewy dla drugiej płyty suwaka ekspansyjnego. Celem zmniejszenia bezwzględnej wielkości przesuwania tych płyt, stosuje się tutaj często podział kanału a_1 w górnej gładzi suwaka rozdzielczego na dwie (rys. 80) lub też nawet na trzy części. Potrzebny kąt okręcenia śruby γ obliczamy ze wzoru:

$$\frac{\gamma}{360} = \frac{s}{h},$$

jeśli oznaczymy przez s wielkość przesuwania płyty ekspansyjnej, a przez h skok nacięcia gwintowego. Aby osiągnąć samoczynne zahamowanie się śruby, należy przy średniej średnicy d gwintu wykonać:

$$h \leq \frac{1}{7} \cdot d \cdot \pi.$$



Rys. 80.

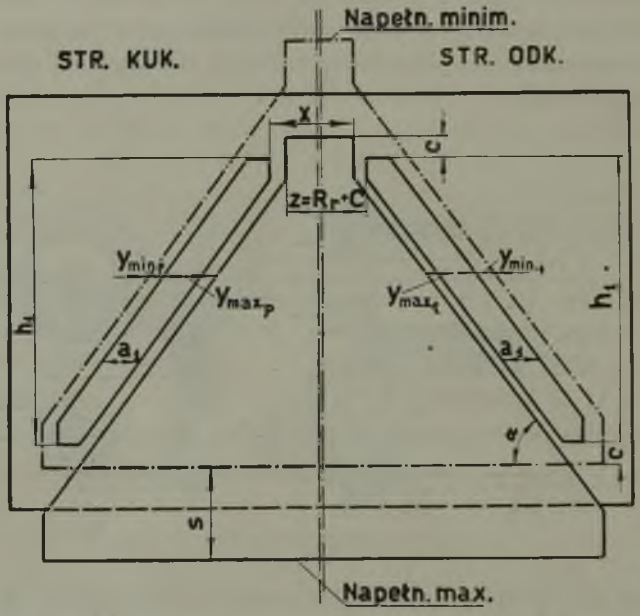
Suwaki Meyer'a i Guhrauer'a mogą być również wykonywane jako tłokowe. Ze względu na to, że suwaki te buduje się obecnie bardzo rzadko i że o kształcie tłokowym były dawniej stosunkowo mało używane, przeto nie uważamy za potrzebne podawać ostatnio zaznaczonej budowy.

§ 29. SUWAK RIDER'A.

Suwak Ridera jest również pewną odmianą suwaka Meyer a. Kanały przepływowe w dolnej gładzi suwaka rozdzielczego są, tak samo jak w stawidle Meyer'a, równoległe do krawędzi kanałów a w gładzi suwakowej cylindra, natomiast kanały a_1 w górnej gładzi suwaka rozdzielczego są skośne; dalsza różnica

polega na tem, że zamiast dwóch płytek suwaka ekspansyjnego w stawidle Meyer'a, suwak ten w stawidle Rider'a wykonywuje się jako jedną całość.

Regulator uskutecznia samoczynnie zmianę napełnienia w płaskim suwaku Rider'a przez przesuwanie suwaka ekspansyjnego prostopadle do ruchu suwaków, a w suwaku półokrągłym i tłokowym przez okręcanie suwaka ekspansyjnego;—przez tego rodzaju przesuwania regulator ma do przezwyciężenia tylko niewielki opór.



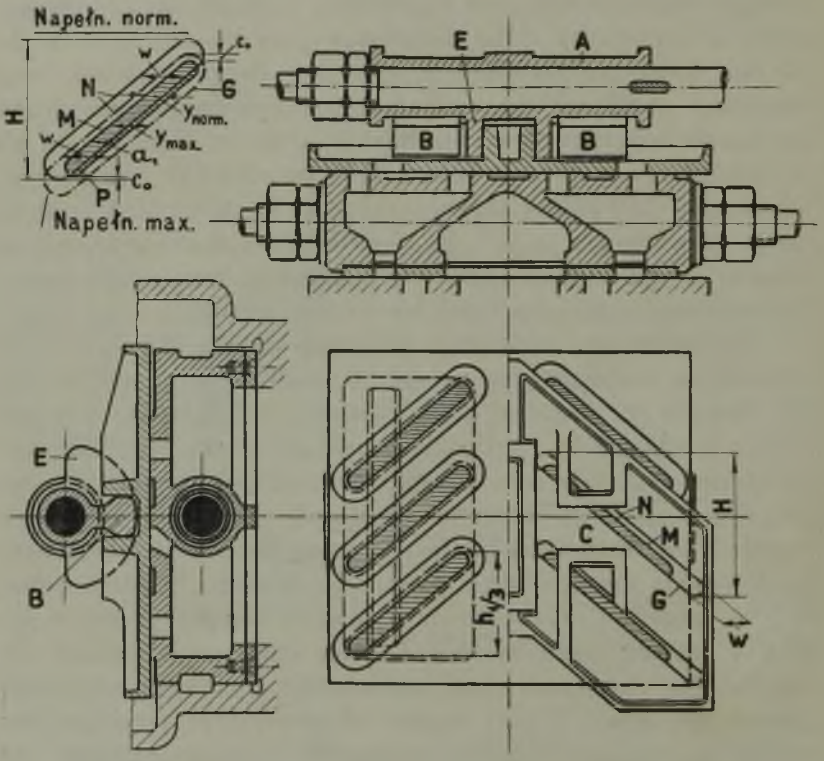
Rys. 81.

Najprostszy kształt płaskiego suwaka Rider'a widzimy na schemacie rys. 81. Ze względu na skośne położenie kanałów o szerokości a_1 i wysokości h_1 w górnej gładzi suwaka rozdzielczego, suwak ekspansyjny otrzymuje kształt trójkąta lub trapezu, bo krawędzie jego muszą być równoległe do kanału a_1. Przy projektowaniu suwaka Rider'a rysujemy wykresy suwakowe w taki sam sposób jak dla suwaka Meyer'a. Na podstawie tych wykresów obliczamy wszystkie potrzebne wielkości, mianowicie: a, h, e, i, a_1, h_1, y_n, y_{max}, y_{min}. Przyjmujemy kąt pochylenia $\alpha = 40^0$ do 60^0 (rys. 81); — im mniejszy jest kąt α, tem dłuż-

szy wypadnie suwak, tem większa będzie jego praca tarcia i tem dłuższa będzie skrzynka suwakowa, natomiast przy większym kącie α otrzymuje się większe przesunięcie s, co powoduje w suwaku płaskim rozszerzenie skrzynki suwakowej, a w suwaku półokrągłym i tłokowym Rider'a większy kąt okręcania γ. Po narysowaniu dla strony odkorbowej kanału $a_1 \times h_1$, odkładamy od krawędzi sterującej tegoż kanału przysłonięcia $y_{max\,l}$ i $y_{min\,l}$ dzięki czemu możemy narysować położenie sterującej krawędzi suwaka ekspansyjnego przy napełnieniu największem i najmniejszem. Przyjmujemy teraz dodatkowe przysłonięcie $c = 6$ do 12 *mm*, które ma zapewnić dopływ pary drogą właściwą, oraz rysujemy najbliższą krawędź sterującą suwaka ekspansyjnego po stronie kukorbowej w odległości $Z = R_r + c$ od kanału a_1; — zakładamy po stronie kukorbowej ten sam kąt α i możemy narysować cały suwak ekspansyjny oraz kanał $a_1 \times h_1$, odkładając przysłonięcia $y_{max\,p}$ i $y_{min\,p}$. Równocześnie stwierdzamy, że długość X jest większa od $R_r + c$. Całkowite przesunięcie suwaka ekspansyjnego przez regulator wynosi: $s = (y_{max} \pm y_{min}) \cdot tg\,\alpha$.

Konstrukcyjne wykonanie płaskiego suwaka Rider'a, przedstawionego schematycznie na rys. 81, uwidocznione jest na rys. 82. Posiada on w górnej gładzi suwaka rozdzielczego trzy kanały o wysokości $h_1 : 3$. Podział wysokości kanału na kilka części stosuje się celem zmniejszenia wielkości przesuwania suwaka ekspansyjnego. Do przenoszenia wahań regulatora na suwak ekspansyjny służy tutaj tuleja A z lanego żelaza, przytwierdzona do drążka suwakowego, a posiadająca występy B, które wchodzą we wpustki C, umieszczone w suwaku ekspansyjnym; — tuleja A posiada także występy E, które służą do udzielania suwakowi ekspansyjnemu ruchu posuwistego, wykonywanego przez drążek suwakowy. Ciężar suwaka ekspansyjnego powinien być oczywiście wyważony przeciwciężarem, przytwierdzonym do drążka suwakowego zewnątrz skrzynki suwakowej. W budowie przedstawionej na rys. 82 suwak ekspansyjny posiada kanały o szerokości w i wysokości H, zwane okienkami; — początek ekspansji rozpoczyna się przy dojściu krawędzi G do krawędzi M. Wysokość okienka H znajdujemy przez narysowanie suwaka ekspansyjnego wokoło kanału a_1 przy napełnieniu normalnem i największem, przyjmując, że przy tych napełnieniach kanał a_1 ma być otwierany na całej wysokości; — aby temu wa-

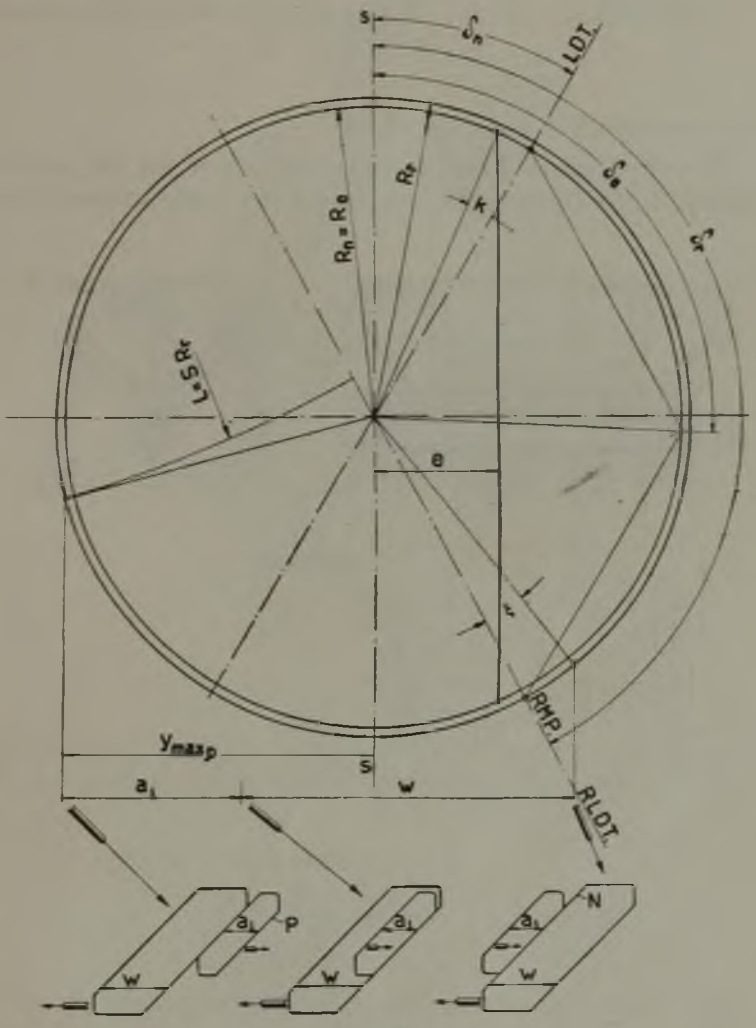
runkowi w zupełności zadość uczynić, dodajemy $c_o = 2$ do 5 *mm* (rys. 82). Szerokość okienka w musi być natomiast tak duża, aby krawędź N suwaka ekspansyjnego umożliwiała wpierw wlot przedzwrotowy, nim to uczyni suwak rozdzielczy. Z rys. 82 wynika, że suwak ekspansyjny nastawia najpóźniej wlot przedzwrotowy przy największem napełnieniu, bo przy ruchu w lewo tego suwaka krawędź N dojdzie później do krawędzi P niż przy na-



Rys. 82.

pełnieniu normalnem. Z tej przyczyny należy szerokość okienka w obliczyć na podstawie wykresu suwakowego dla napełnienia największego po stronie kukorbowej, ponieważ y_{max} dla tej strony jest największe. Podanemu warunkowi czyni się zadość, jeśli przyjmiemy w wykresie suwakowym kąt ξ większy od kąta k, (rys. 83), a wtedy z łatwością znajdujemy szerokość okienka w.

Ponieważ płaski suwak ekspansyjny Rider'a wymaga dość szerokiej skrzynki suwakowej, przeto wykonywa się go częściej



Ryc. 83.

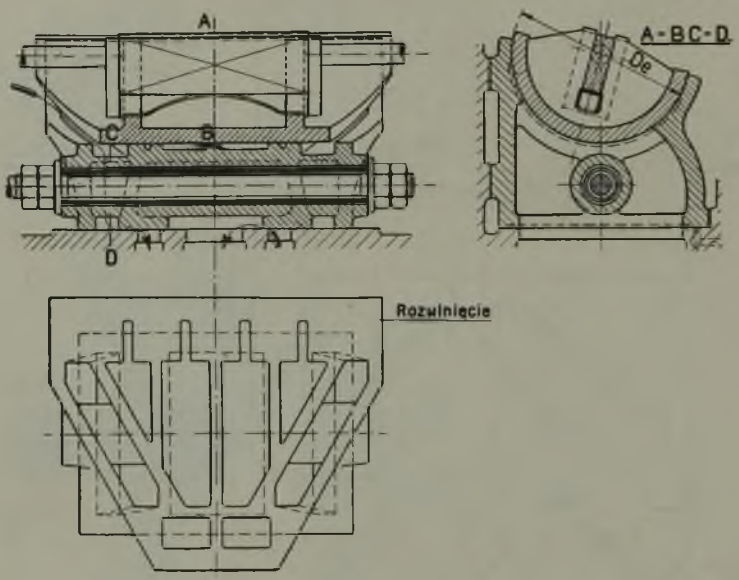
o kształcie suwaka półokrągłego z jednym lub z kilkoma kanałami w górnej gładzi suwaka rozdzielczego, np. na rys. 84 widzimy półokrągły suwak Rider'a z pojedyńczym kanałem. Jeśli su-

wak ekspansyjny posiada zewnętrzną średnicę D_e, a przesunięcie wynosi s, to kąt, o który okręca go regulator, wynosi:

$$\gamma = \frac{360^0 \cdot s}{\pi \cdot D_e},$$

który powinien być mniejszy od 60°.

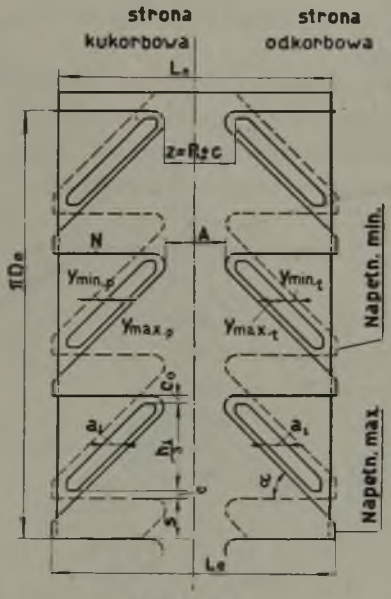
W cylindrach o dużej średnicy otrzymuje się dla suwaka płaskiego i półokrągłego Rider'a, nawet przy zastosowaniu kilku



Rys. 84.

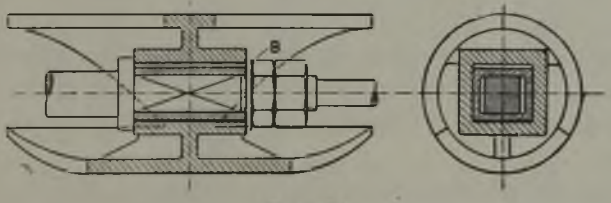
okienek, bardzo duże wymiary. Celem zmniejszenia ich można wysokość kanału h_1 podzielić na dwie do czterech części, sterowanych przez suwak ekspansyjny o kształcie trapezów, połączonych ze sobą przegrodami (rys. 85). Na rysunku tym podano wszystkie wielkości, potrzebne do określenia wymiarów suwaka. Średnicę zewnętrzną suwaka ekspansyjnego o trzech przegrodach obliczamy ze wzoru: $\pi \cdot D_e = h_1 + 3 \cdot (s + c + c_0)$; — długość suwaka ekspansyjnego L_e jest zwykle mniejsza od długości tulei

L_n suwaka rozdzielczego. Kąt α przyjmujemy pomiędzy 35° 50°. Szerokość A oznaczamy tak ze względu na wymagany wymiar $Z = R_r + c$ jak i na dostateczną wytrzymałość. Suwak ekspansyjny o powyższym kształcie (rys. 85, przedstawiony w



Rys. 85.

rozwinięciu), zwijamy w cylinder, przez co otrzymujemy tłokowy suwak ekspansyjny bez pierścieni uszczelniających (rys. 86);—

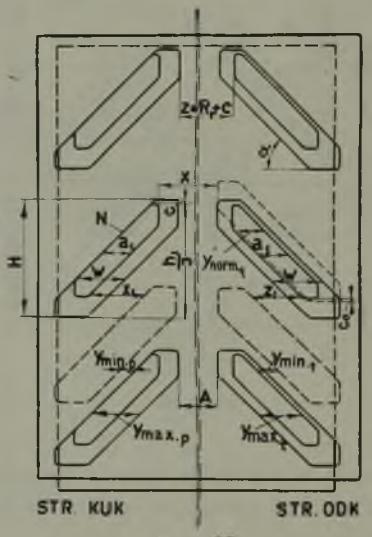


Rys. 86.

suwak ten pracuje w tulei, umocowanej w suwaku rozdzielczym. Wadą tego stawidła jest brak dostatecznej szczelności suwaka ekspansyjnego i brak możności stosowania go przy parze przegrzanej, ponieważ suwak ekspansyjny, pracując w tulei suwaka

rozdzielczego, mógłby zacierać się. Dopływ pary do skrzynki suwakowej umieszcza się zwykle tylko w jednem miejscu; — z tej przyczyny średnica wewnętrzna suwaka ekspansyjnego powinna być tak duża, aby połowa pary mogła przepłynąć wewnątrz suwaka, a druga połowa powinna znaleść dostatecznie duży wolny przekrój przepływowy pomiędzy ściankami skrzynki suwakowej a kadłubem suwaka.

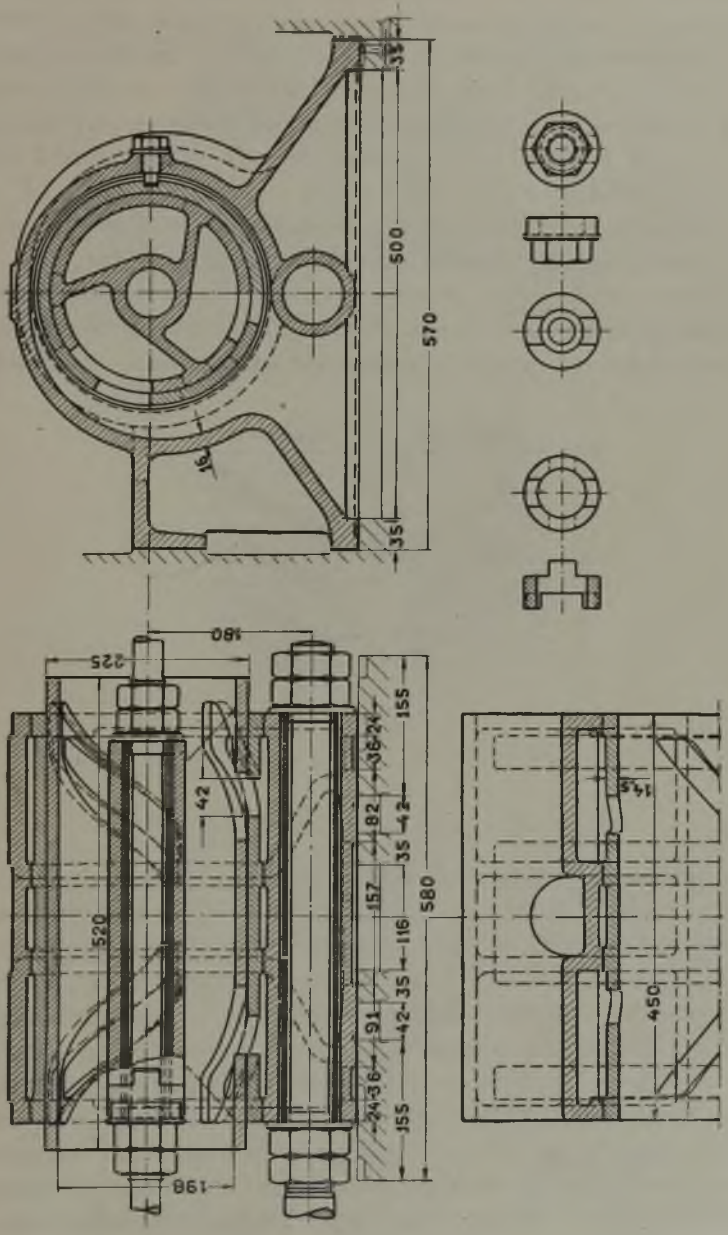
Połączenie suwaków z drążkami suwakowymi trzeba tak wykonać, aby odchylenie się suwaka rozdzielczego od gładzi suwakowej cylindra było zawsze możliwe, niezależnie od nastawiania suwaka ekspansyjnego przez regulator. Temu warunkowi



Rys. 87.

czyni zadość przedstawione na rys. 86 połączenie suwaka ekspansyjnego z drążkiem zapomocą bronzowej tulei *B* oraz sprzęgło, uwidocznione na rys. 88, którego części wykonane są również z bronzu.

W suwaku przedstawionym na rys. 85 nie możemy wyzyskać wielkości $(c + s)$, skutkiem czego suwak posiada dużą średnicę. Celem zmniejszenia jej możemy poziomą krawędź *N* ułożyć równolegle do kanału a_1 (rys. 87), a otrzymamy wtedy tłokowy suwak ekspansyjny z okienkami, posiadający mniejszą średnicę, a trochę większą długość od suwaka poprzednio rozważanego;— z tej przyczyny w suwaku Rider'a z okienkami obieramy kąt α

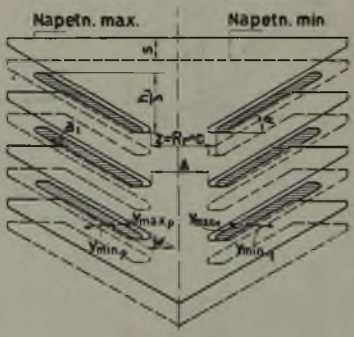

500
570
35
35
16
180
225
520
42
155
36-24
82
42
35
157
116
35
42
91
24-36
155
580
198
450
14,5

Rys. 88.

większy, mianowicie od 40° do 60°. Szerokość w i wysokość H okienka oznaczamy w sposób podany na rys. 82 i 83. Przy projektowaniu rozwinięcia suwaka rysujemy najpierw stronę odkorbową, przyjmując $Z = R_r + c$ i $Z_1 \quad R_r + c$, oraz stwierdzamy, że $X > Z$ i $X_1 > Z_1$. Wymiar Z (w środku suwaka) przyjmuje się większy od Z_1, ze względu na dostateczną wytrzymałość przekroju A. Budowę całego suwaka Rider'a z okienkami widzimy na rys. 88.

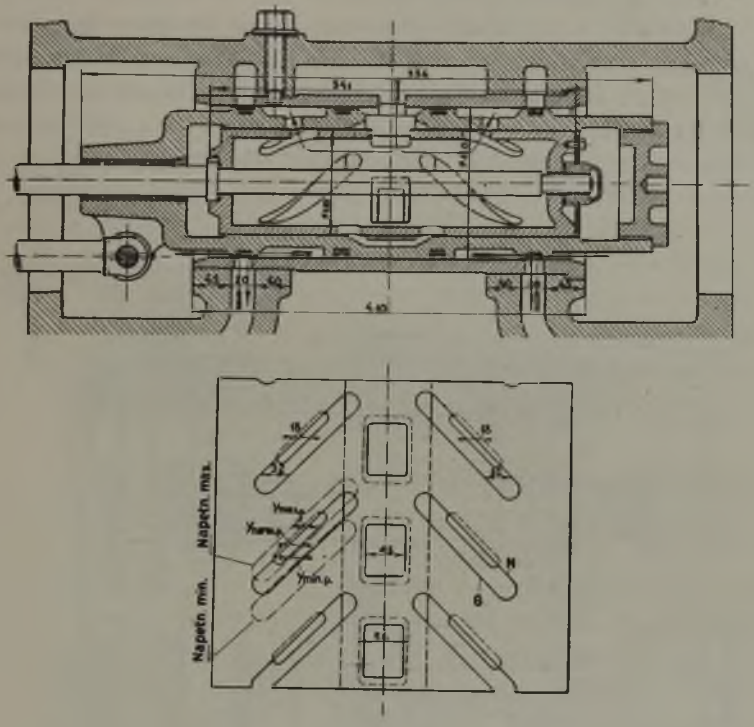
Dalsze zmniejszenie suwaka ekspansyjnego można uzyskać przez zastosowanie, zamiast okienek, wcięć podług rys. 89.

Celem zmniejszenia oporów suwaka rozdzielczego można wykonać go także jako suwak tłokowy, zaopatrzony w pierścienie uszczelniające, przez co osiąga się większą jego szczelność.

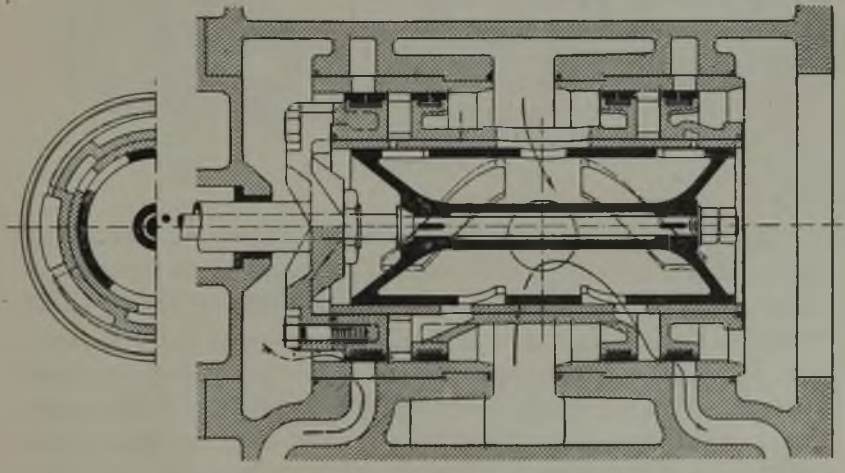


Rys. 89.

Jako przykłady budowy suwaków tłokowych Rider'a służą konstrukcje, przedstawione na rysunkach 90 i 91. W tłokowych suwakach Rider'a wykonywa się prawie wyłącznie obydwa suwaki z wlotem zewnętrznym lub też obydwa z wewnętrznym. W stawidle ostatniego rodzaju, które jest najwięcej rozpowszechnione, krawędź N steruje wielkość napełnienia, natomiast krawędź G musi umożliwiać wcześniejszy dopływ do suwaka rozdzielczego, zanim ostatni nastawi wlot przedzwrotowy. Otwory w środku suwaków muszą być tak duże, aby przy największem rozsunięciu suwaków umożliwiały dopływ dostatecznej ilości pary do suwaka ekspansyjnego. Wykresy suwakowe przy wewnętrznym wlocie obydwóch suwaków nie różnią się w niczem od wykresów przy zewnętrznym wlocie, natomiast mimośrody trzeba osadzić w sto-



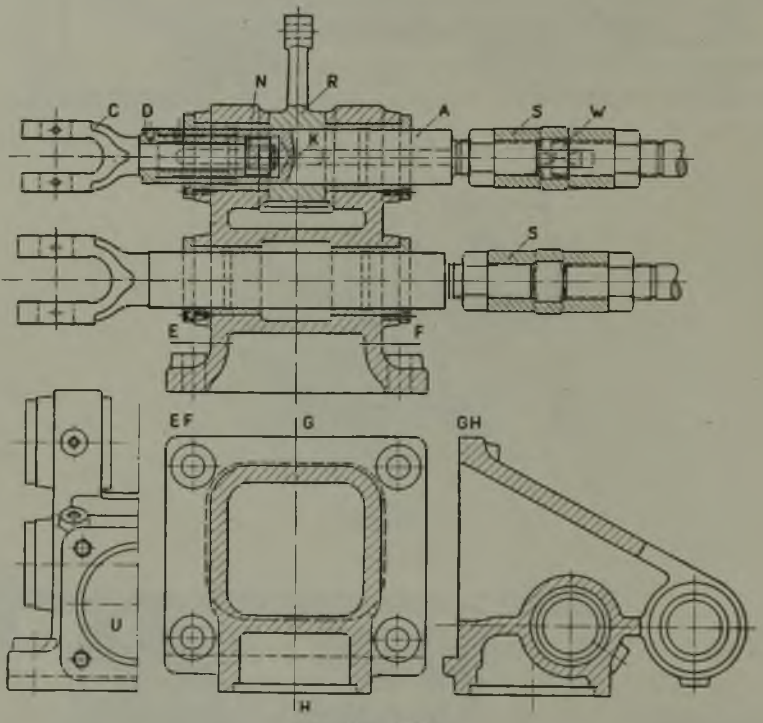
Rys. 90.



Rys. 91.

sunku do środkowego położenia drążka mimośrodu pod kątami $\delta_n + 270^0$, względnie $\delta_e + 270^0$.

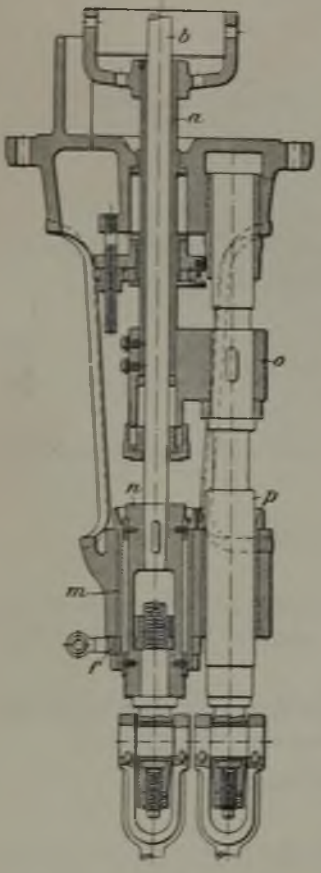
Mechanizm, służący do okręcania suwaka ekspansyjnego przez regulator, posiada w stawidle Rider'a bardzo różnorodne, często bardzo kosztowne wykonania. Stosunkowo tańszą i dość prostą budowę tego mechanizmu widzimy na rys. 92 i 93. W konstrukcji, przedstawionej na rys. 92, regulator działa na dźwignię *R*, do której przytwierdzony jest klin wpustkowy *K*



Rys. 92.

przesuwający się w podłużnej wpustce w części *A*, okręcającej zapomocą występu *W* drążek suwaka ekspansyjnego. Sprzęgło *S* służy do zmiany długości drążka suwakowego w czasie ruchu maszyny. Połączenie części *A* zapomocą nakrętki *N* i bronzowej tulei *D* z łbem *C*, do którego przytwierdzony jest drążek mimośrodu, dozwala z powodu maleńkiej szczeliny pomiędzy wspomnianemi częściami okręcania drążka suwaka ekspansyjnego przez regulator, bez wywierania jakiegokolwiek wpływu na łeb *C*. Jak

z rysunku widzimy, regulator ma być ustawiony w miejscu *U*, na koźle, w którym znajduje się prowadzenie drążków suwakowych. Konstrukcję, przedstawioną na rys. 93, można natomiast stosować przy tłokowym suwaku Rider'a o budowie uwidocznionej na rys. 91. Pusty drążek *a* suwaka rozdzielczego łączy się zapomocą części *o* z drążkiem *p*, do którego przytwierdzony jest drążek mimośrodu. Dźwignia *f* regulatora okręca zapomocą bronzowej tulei *m* i części *n* drążek *b* suwaka ekspansyjnego.



Rys. 93.

W suwakach płaskich Rider'a stosuje się także konstrukcję mechanizmu regulacyjnego z zębatką, o której wspomniano w § 28.

§ 30. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA RIDER'A.

Jako przykład podajemy suwak budowy, uwidocznionej na rys. 87 i 88, ponieważ zaprojektowanie jego jest trudniejsze niż suwaków płaskich i półokrągłych Rider'a, które obecnie wykonywa się częściej.

Zaprojektować dla cylindra wysokoprężnego o średnicy $D = 625$ *mm* i skoku $s = 900$ *mm* przy liczbie obrotów $n = 75$ na minutę suwak Rider'a, posiadający tłokowy suwak ekspansyjny i suwak rozdzielczy z płaską gładzią suwakową. Maszyna ma pracować z napełnieniem normalnem około 21%, z kompresją około 16% i wylotem przedzwrotowym około 5%.

Średnia prędkość tłoka: $c_m = \frac{0{,}9 \cdot 75}{30} = 2{,}25$ *m/sek*.

Czynne pole tłoka: $F \cong 0{,}97 \cdot \frac{62{,}5^2 \cdot \pi}{4} \cong 2975\ cm^2$.

1) Przekrój wylotowy f_a.

Przyjmujemy $v_a = 32\ m/sek$ i obliczamy:

$$f_a = \frac{2975 \cdot 2{,}25}{32} \cong 210\ cm^2.$$

Wysokość kanału w gładzi suwakowej cylindra zakładamy

$$h \cong 0{,}8 \cdot D \cong 0{,}8 \cdot 625 = 500\ mm$$

i obliczamy jego szerokość $a = 210 : 50 = 42\ mm$.

2) Przekrój wlotowy f_e w tulei suwaka rozdzielczego. Przyjmujemy $v_e = 40\ m/sek$ i obliczamy:

$$f_e = \frac{2975 \cdot 2{,}25}{40} \cong 167{,}5\ cm^2.$$

Zakładamy szerokość kanału $a_1 = 42\ mm$ i obliczamy jego wysokość:

$$h_1 = 167{,}5 : 4{,}2 \cong 399\ mm.$$

Tuleja ma posiadać po każdej stronie po trzy kanały, wobec czego wysokość poszczególnego kanału wynosi: $h_1 : 3 = 133\ mm$.

3) Przekrój przepływowy w gładzi suwaka rozdzielczego, przylegającej do gładzi suwakowej cylindra:

$$a_2 \cdot h \geq f_e.$$

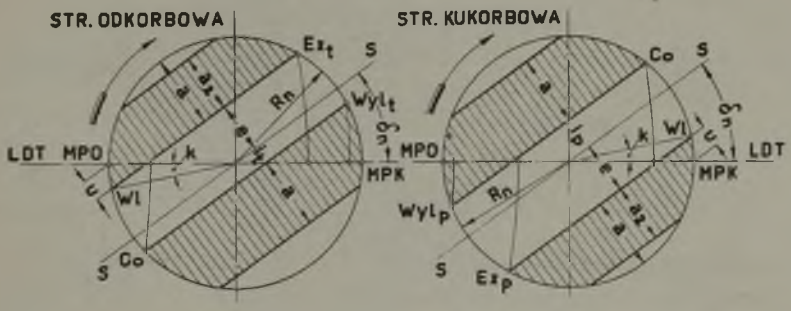
Ponieważ $h = 500\ mm$, przeto wynosi $a_2 \geq 167{,}5 : 50 \geq 33{,}5\ mm$; — wykonywamy $a_2 = 36\ mm$.

Wszystkie inne przekroje dla przepływu pary powinny otrzymać takie wymiary, aby nigdzie nie zachodziło dławienie pary i aby drugostronnie przestrzeń szkodliwa nie była zbyt duża.

4) Wymiary suwaka rozdzielczego.

Na podstawie danych dla wielkości kompresji i wylotu przedzwrotowego projektujemy wykres suwakowy Reuleaux'a (rys.

94) o średnicy koła 100 *mm*, znajdując kąt przodowania $\delta_n = 36^0$ i dla strony kukorbowej $Wy = 4{,}5\%$. Dla wlotu przedzwrotowego przyjmujemy kąt $k = 10^0$ i znajdujemy 79% napełnienia dla strony odkorbowej, a 70% dla kukorbowej. Zakładamy mimośrodowość suwaka rozdzielczego $R_n = e + a$ i odmierzamy z wykresu $a = 29{,}2$ *mm*, czyli wykres posiada skalę 29,2 : 42. Odmierzone z wykresu suwakowego przysłonięcia e, i_t, i_p i linijny wlot przedzwrotowy u mnożymy przez odwrotną skalę i otrzymujemy następujące rzeczywiste wymiary, potrzebne dla zaprojektowania suwaka rozdzielczego:



Rys. 94.

Strona odkorbowa.

$a = 42$ *mm*

$e = \frac{20{,}8 \cdot 42}{29{,}2} \cong 30$ *mm*

$i_t = \frac{7 \cdot 42}{29{,}2} \cong 10$ *mm*

$u = \frac{8{,}7 \cdot 42}{29{,}2} \cong 12{,}5$ *mm*

Strona kukorbowa.

$a = 42$ *mm*

$e = 30$ *mm*

$i_p = \frac{13{,}2 \cdot 42}{29{,}2} \cong 19$ *mm*

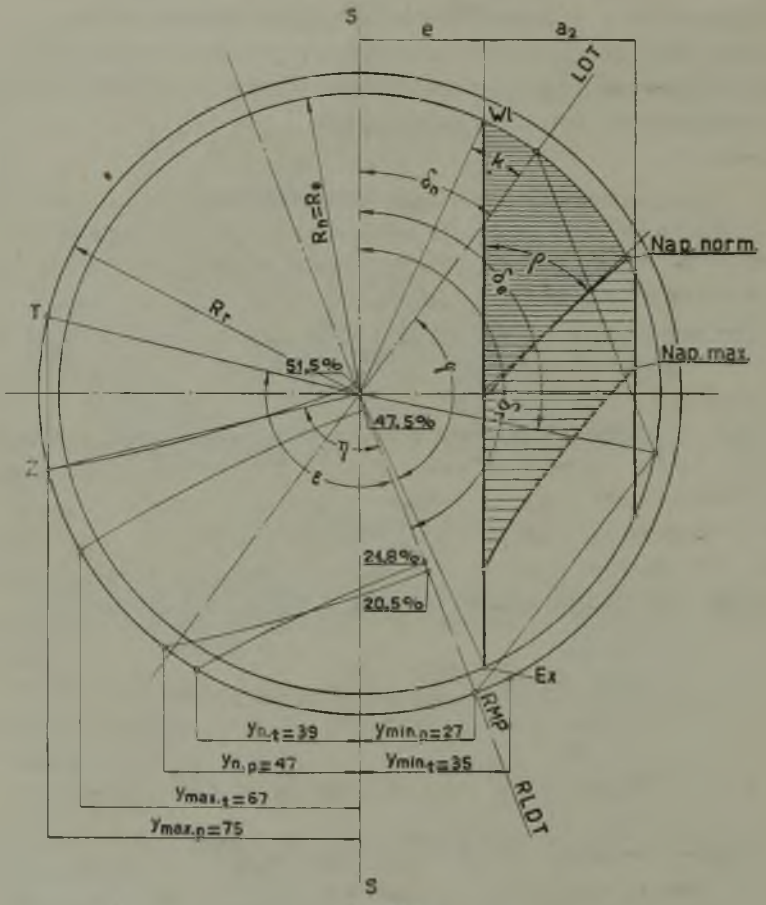
$u = 12{,}5$ *mm*

$$R_n = a + e = 72 \text{ mm}$$

4) Wymiary suwaka ekspansyjnego.

Na podstawie powyższych obliczeń i wykresu suwakowego Reuleaux'a rysujemy wykres suwakowy Mueller'a w skali naturalnej (rys. 95). Zakładamy mimośrodowość $R_e = R_n = 72$ *mm* oraz kąt przodowania $\delta_e = 101^0$, a znajdujemy graficznie mimo-

środowość względną $R_r = 77\ mm$. Następnie wykreślamy dla napełnienia normalnego i nieskończenie długiego korbowodu krzywą, według której suwak ekspansyjny zamyka kanał a_1 i znajdujemy kąt $\rho \cong 46^\circ$, wobec czego nie potrzebujemy zmieniać przyjętych poprzednio wielkości.



Rys. 95.

Ponieważ w stawidle Rider'a nie można wyrównać wszystkich napełnień po stronie ku — i odkorbowej i ponieważ steruje ono w danym wypadku cylinder wysokoprężny, w którym regulator zmienia napełnienie zależnie od każdorazowego obciążenia maszyny, przeto stosujemy przy napełnieniu normalnem tylko

częściowe wyrównanie, aby nie powstawała zbyt duża różnica napełnień przy innych obciążeniach silnika.

a) Napełnienie normalne przyjmujemy po stronie kukorbowej 20,5%, a po odkorbowej 21,8%, przez co znajdujemy przysłonięcia:

$$y_{np} = 47\ mm;\ y_{nl} = 39\ mm;\ y_{np} - y_{nl} = 8\ mm$$

b) Napełnienie największe po stronie kukorbowej przyjmujemy 51,5%, co czyni zadość warunkowi, że kąt $\varphi > \gamma$, oraz kąt $\varepsilon > \varphi$; — odmierzamy przysłonięcie $y_{maxp} = 75\ mm$. Wobec tego przysłonięcie po stronie odkorbowej wynosi: $y_{maxl} = 75 - 8 = 67\ mm$, co odpowiada napełnieniu 47,5%.

c) Napełnienie najmniejsze przyjmujemy dla strony kukorbowej 0%, znajdując przez to $y_{minp} = 27\ mm$; — przysłonięcie po stronie odkorbowej wynosi zatem: $y_{minl} = 35\ mm$, co odpowiada napełnieniu (—0,5)%.

W końcu wykreślamy krzywą zamykania dla napełnienia największego.

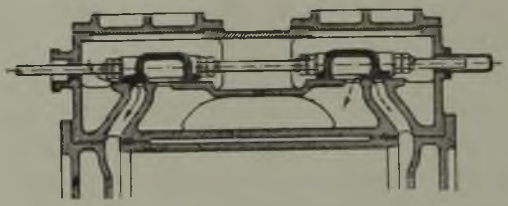
Na podstawie powyższych danych możemy zaprojektować suwak, który jest uwidoczniony na rys. 87 i 88. Jeśli przyjmiemy kąt $\alpha = 45^0$, oraz c względnie c_0 od 2 do 5 *mm*, to otrzymamy zewnętrzną średnicę suwaka ekspansyjnego $D_e = 225\ mm$ oraz przesunięcie $s = 102\ mm$. Wobec tego kąt, o który regulator okręca suwak ekspansyjny, wynosi:

$$\gamma = \frac{102 \cdot 360^0}{\pi \cdot 225} \cong 52^0.$$

§ 31. DZIELONE SUWAKI PŁASKIE I TŁOKOWE.

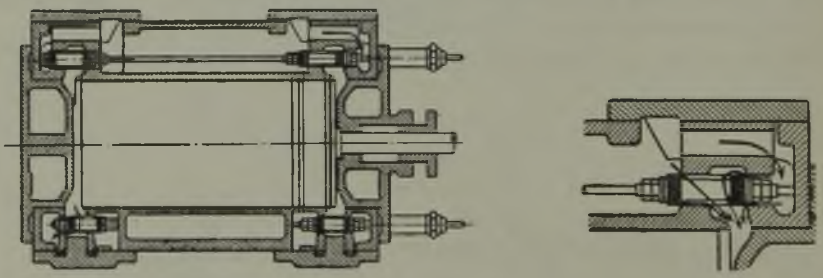
Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni i powierzchni przez wykonanie możliwie krótkich kanałów przepływowych pomiędzy gładzią suwaka i cylindrem, oraz zmniejszenia wymiarów suwaka i jego oporu, możemy podzielić go na dwie części. Płaski suwak tego rodzaju widzimy na rys. 96; — budowa ta posiada i tę dodatnią stronę, że można przestawiać oddzielnie każdą połowę suwaka na drążku suwakowym. Suwaki tłokowe z wewnętrznym wlotem pary, składające się z dwóch części, są przedstawione na rys. 51 i 55.

Osiągnięcie wspomnianego celu i uzyskanie dużej niezależności w nastawianiu rozrządu pary można jeszcze łatwiej uskutecznić przez podzielenie suwaka na cztery części. Budowa stawidła z czterema płaskimi, oddzielnymi suwakami, przedstawiona na rys. 97, stosowana dawniej w Ameryce, nie znalazła większego rozpowszechnienia z powodu możności używania jej tylko przy parze nasyconej i przy niezbyt wysokiem ciśnieniu dolotowem.



Rys. 96.

Natomiast stawidło z czterema suwakami tłokowymi, pionowo w pokrywach cylindra ułożonymi (maszyny Van den Kerchove'a) wykonywa się obecnie z powodu wybitnych zalet bardzo często, nawet przy bardzo wysokiem ciśnieniu pary dolotowej (p_1 = 35 *atm*); — mniej rozpowszechnione jest stawidło Frikart'a, w którem cztery suwaki tłokowe są poziomo ułożone przy koń-



Rys. 97.

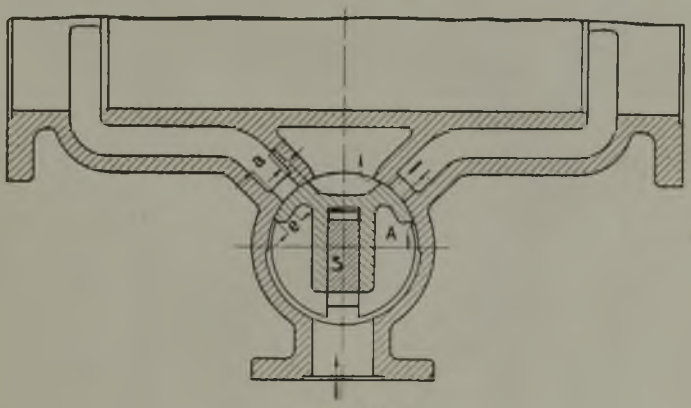
cach cylindra. Ponieważ dwa ostatnio wymienione stawidła posiadają taki sam zewnętrzny mechanizm napędowy jak stawidła zaworowe, przeto przedstawimy je dopiero łącznie ze stawidłami zaworowemi.

§ 32. STAWIDŁO CORLISS'A.

W przeciwstawieniu do poprzednio rozważanych stawideł suwaki Corliss'a, zwane także kurkami Corliss'a, wykonywują

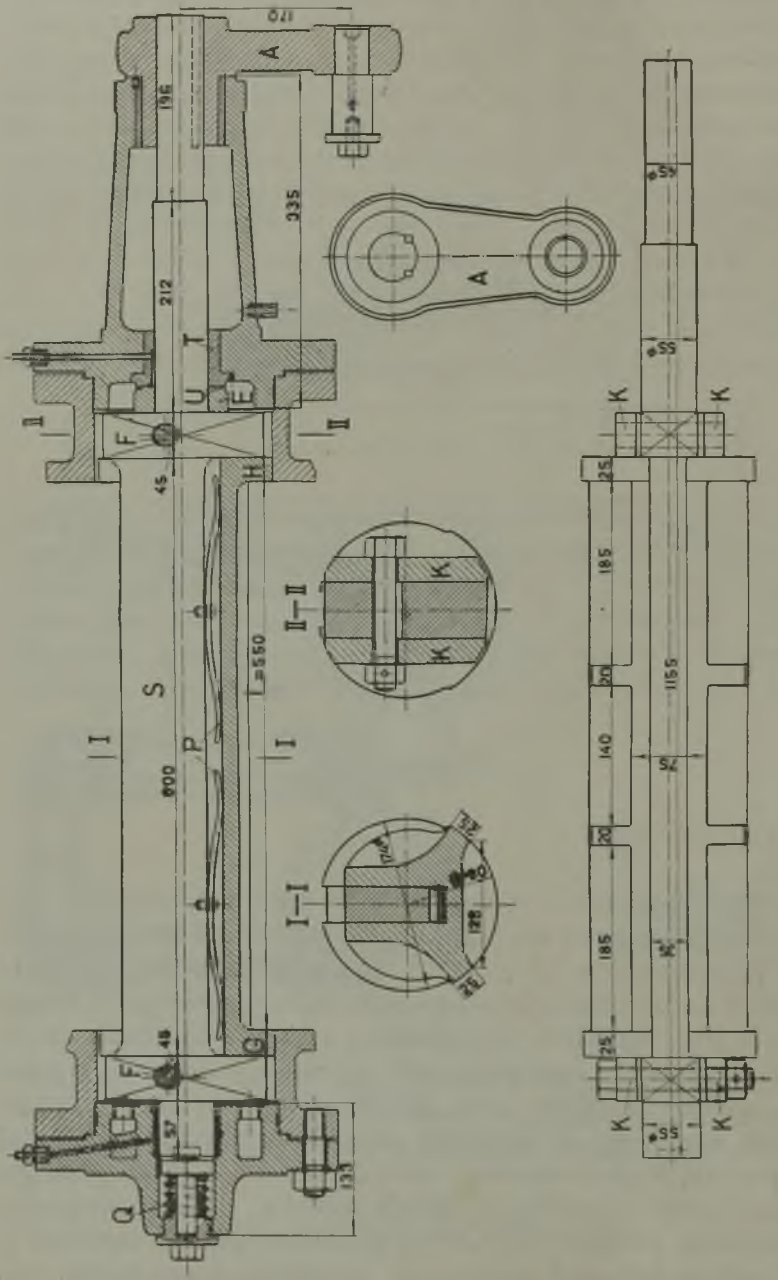
ruch wahadłowy po gładzi suwakowej cylindra, która posiada kształt cylindryczny. W budowie nowych maszyn stawidło Corliss'a jest bardzo rzadko stosowane, natomiast jest ono dość rozpowszechnione w maszynach dotychczas jeszcze pracujących, zwłaszcza w Ameryce; — może być ono jednak używane tylko przy ciśnieniu dolotowem poniżej 9 *atm* nadciśn. i przy temperaturze poniżej 230° C, bo przy wyższej temperaturze zużycie smaru jest zbyt duże i łatwo następuje odkształcenie suwaków.

W mniejszych szybkobieżnych maszynach cylinder otrzymuje przeważnie tylko jeden suwak Corliss'a (rys. 98 i 99), a stawidło takie posiada szkodliwą przestrzeń 5% do 6%. Suwak ten posiada często kanał Trick'a i jest umieszczony przeważnie w dol-



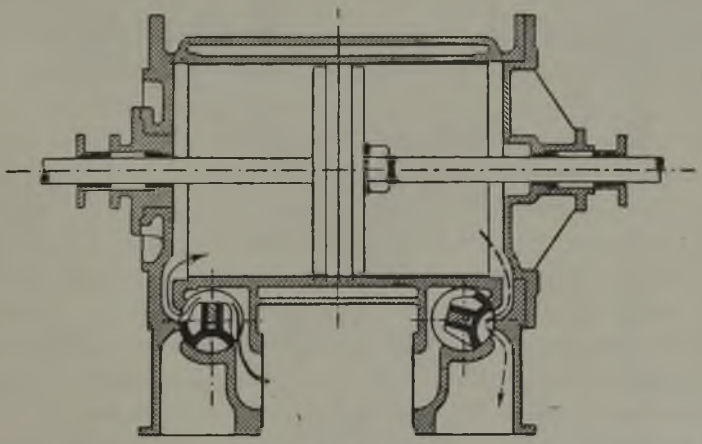
Rys. 98.

nej części cylindra, a w maszynach leżących w środku jego długości. Działanie suwaka wynika z rysunku, na którym zaznaczono przysłonięcia *e* i *i* (rys. 98) oraz kanał *a*, którego wielkość oblicza się tak samo, jak w suwaku o ruchu posuwistym. Z dźwignią *A* (rys. 99), która ze względu na łatwość obluźniania się jej w ruchu maszyny umocowana jest na trzonie suwakowym *S* dwoma klinami, połączony jest drążek mimośrodu napędzającego. Trzon suwakowy o przekroju prostokątnym przechodzi tutaj przez całą długość suwaka, z którego uchami *K* są ześrubowane jego obrzeża, obejmujące kadłub suwaka. Celem osiągnięcia szczelności powierzchni *U*, trzon suwakowy posiada pierścień *E* (z jednego kawała z trzonem lub nasadzony ze skurczem), którego powierzchnia jest doszlifowana do tulei *T*. Potrzebny do


170
A
196
335
212
T
U
E
F
H
45
S
P
I
I
L=550
600
II—II
K
I—I
128
G
Q
57
133
25
185
20
140
1155
75
K

Rys. 59.

uszczelnienia powierzchni U nacisk wywiera ciśnienie pary, działające na przekrój pierścienia, oraz sprężyna Q. Ostatnia musi być bardzo silna w maszynach pracujących z kondensacją, ponieważ ciśnienie pary nie działa w czasie jej wylotu z cylindra. Aby suwak mógł odchylić się od gładzi suwakowej cylindra w razie uderzenia wodnego, należy zapewnić możność poruszania się jego wraz ze śrubami F po trzonie suwakowym. W tym celu suwak przylega do gładzi suwakowej na powierzchni odpowiadającej kątowi $\gamma \leqq 120^0$; — ostatni musi być jednak tak duży, aby suwak posiadał w krańcowem położeniu dodatkowe przysłonięcie $c = 6$ do 12 *mm*, które uniemożliwia nieprawidłowy dopływ

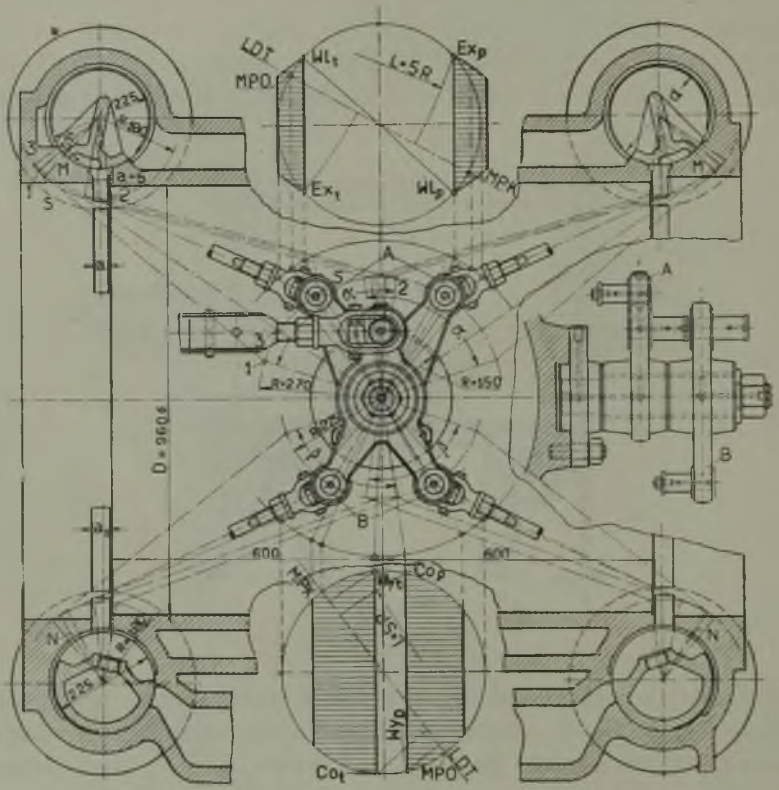


Rys. 100.

pary. Jeśli suwak posiada na długości L nad kanałem a, znajdującym się w gładzi suwakowej cylindra, mniejszy kąt przylegania od 120°, to zwykle otrzymuje on obrzeża G i H, które posiadają kąt przylegania do gładzi suwakowej cylindra 120°. Sprężyny P, opierające się o trzon suwakowy, dociskają suwak do gładzi suwakowej cylindra i umożliwiają jego odchylenie się od niej w razie uderzenia wodnego. Samoczynną zmianę napełnienia można osiągnąć w stawidle Corliss'a z jednym suwakiem przez działanie regulatora osiowego na suwak (patrz koniec § 22 i § 33).

Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni do około 2% do 3% można jeden suwak Corliss'a podzielić na dwie części, jak to wynika z rys. 100.

Konstrukcje, podane na rys. 98 i 100, powstały w Europie (prof. Doerfel z Pragi) i są mniej rozpowszechnione od stawideł Corliss'a z czterema suwakami. Ostatnie stosowano dawniej często w cylindrach niskoprężnych, ze względu na większą szczelność suwaków Corliss'a niż zaworów, zwłaszcza że szczelność suwaków powiększa się jeszcze w ruchu silnika z powodu samoczynnego docierania się ich do gładzi suwakowej cylindra. Układ,



Rys. 101.

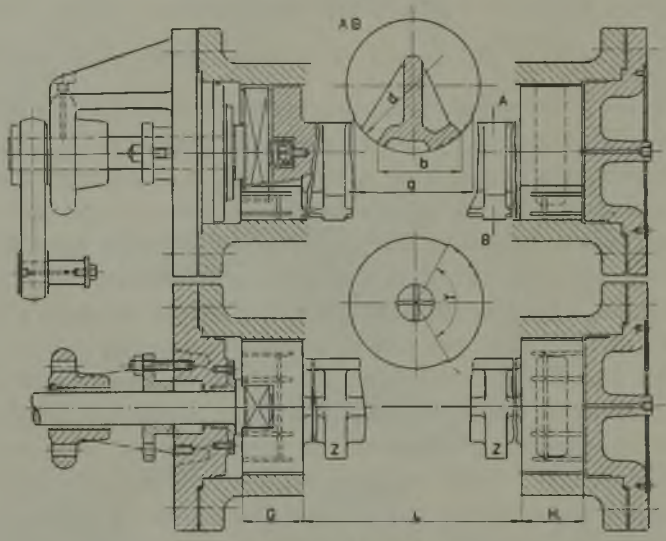
dający dobre wyniki rozrządu pary z powodu działania dźwigni kolankowej, widzimy na rys. 101. Celem umożliwienia niezależnego nastawiania wlotu i wylotu, suwaki wlotowe są napędzane jednym, a wylotowe drugim mimośrodem. Mimośrody uruchamiają dźwignie *A* i *B*, których ruchy przenoszone są zapomocą drążków i dźwigni na suwaki. Dźwignie przebiegają łuki o wielkości kątów α względnie β, odpowiadające skokowi $2r$ mimośrodu.

Dźwignie A i M, względnie B i N należy ułożyć w ten sposób, aby suwaki wykonywały ruch szybki w czasie otwierania i zamykania kanału a względnie a_1 w gładzi suwakowej cylindra, przez co zmniejsza się dławienie pary, natomiast w innych okresach ruch winien być powolny, dzięki czemu zmniejsza się ścieranie się powierzchni pracujących. W celu osiągnięcia takiego wyniku, koniec dźwigni A powinien przebiegać w czasie powolnego ruchu suwaka łuk mniej więcej równoległy do położenia dźwigni M, a w czasie szybkiego ruchu suwaka — łuk mniej więcej prostopadły do położenia dźwigni M. Dzięki takiemu układowi uzyskuje się, że w czasie przebiegania przez dźwignię A łuku o wielkości kąta $\frac{\alpha}{2}$ (łuk 1 — 3 — S) suwak wykonywa małą drogę 1 — 3 — S, natomiast w czasie przebiegania przez dźwignię A łuku o wielkości drugiej połowy kąta α (od punktu S do punktu 2) suwak wykonywa bardzo dużą drogę S — 2; — w ostatnio wspomnianym okresie odbywa się otwieranie kanału a w gładzi suwakowej cylindra. To samo dotyczy zamykania tego kanału, jak i suwaków wylotowych. Aby osiągnąć możliwie najszybsze otwieranie kanału, dźwignia M, względnie N, powinna tworzyć z drążkiem w chwili rozpoczęcia otwierania kanału przez suwak, o ile możności, kąt 90°; — natomiast ze względu na beznaganne działanie mechanizmu napędowego, najmniejszy kąt pomiędzy wspomnianemi dźwigniami i drążkami nie powinien być mniejszy od 60°, a największy — nie większy od 140°. Przez przechodzenie mechanizmu napędowego poza linję prostą, więc od punktu 3 do 1, uzyskuje się zmniejszenie obwodu suwaka, lecz naogół nie można polecać budowy tego rodzaju, ponieważ sprawia ona trudności przy smarowaniu suwaka z powodu jego „kiwania się" od 3 do 1 i od 1 do 3. Na rys. 101 widzimy suwaki wlotowe z podwójnym wlotem według Trick'a, skutkiem czego kanał wlotowy a musi być rozszerzony przy gładzi suwakowej cylindra do $a + \sigma$, jeśli przez σ oznaczymy odnośną ściankę suwaka. Suwak wylotowy posiada tutaj pojedyńczy wylot, choć dość często stosuje się w nim także wylot podwójny.

Przy projektowaniu stawidła Corliss'a wychodzimy z wykresu suwakowego, zaprojektowanego na podstawie wykresu indikatora o długości 100 *mm*, a w celu otrzymania pożądanego wyniku dobieramy układ mechanizmu stawidłowego. Średnicę d suwaka przyjmujemy w pewnym stosunku do średnicy cylin-

dra D, mianowicie $d = D : 3$ do $D : 5{,}5$; — zbliżenie się do pierwszego stosunku można polecać w cylindrach wysokoprężnych, a do drugiego — w niskoprężnych.

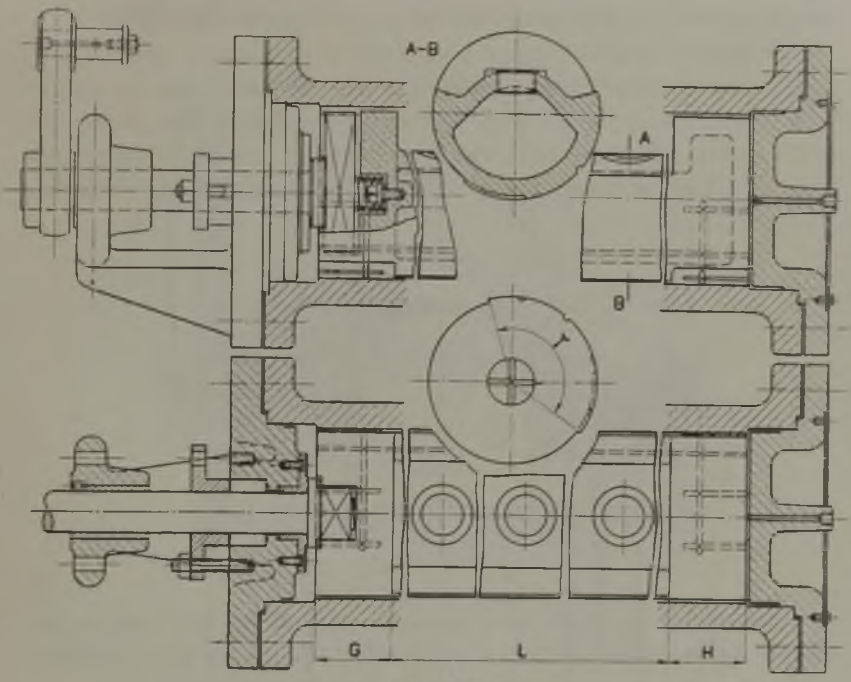
Budowa suwaków, zastosowanych w stawidle Corliss'a przedstawionem na rys. 101, jest uwidoczniona na rysunkach 102 i 103. Zasadniczo różni się ona od konstrukcji suwaka, podanego na rys. 99, tylko tem, że trzon suwakowy nie przechodzi przez całą długość suwaka, a uruchamia go tylko swym prostokątnym końcem (konstrukcja używana przeważnie w Ameryce z powodze-



Rys. 102.

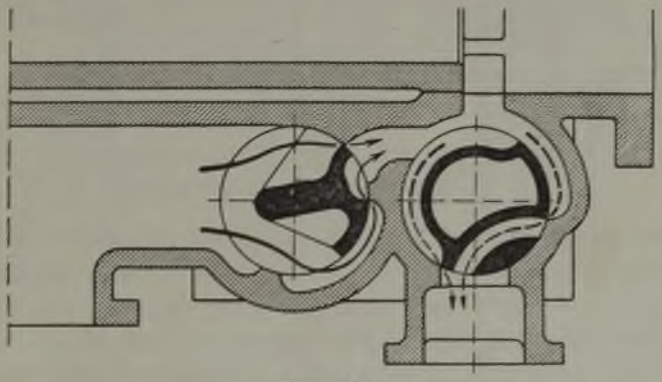
niem). Widoczna na rysunku sprężyna dociska trzon suwakowy do jednej, a koniec suwaka do drugiej pokrywy skrzynki suwakowej; — doszczelnienie uskutecznia dławnica. Celem zmniejszenia ciśnienia jednostkowego, obrzeża suwaka G i H przylegają na znacznej szerokości do gładzi suwakowej cylindra, na której suwak wlotowy opiera się dodatkowo żebrami Z. Aby umożliwić odchylenie się ostatniego od gładzi suwakowej cylindra, kąt γ obrzeży G i H musi być mniejszy od 120°. Suwak wylotowy nie potrzebuje odchylać się w razie uderzenia wodnego od gładzi suwakowej cylindra, wobec czego nie potrzebaby odsadzać obrze-

ży G i H, celem zachowania kąta przylegania 120°, lecz ze względu na ułatwienie ruchu suwaka jest to bezwarunkowo pożądane.



Rys. 103.

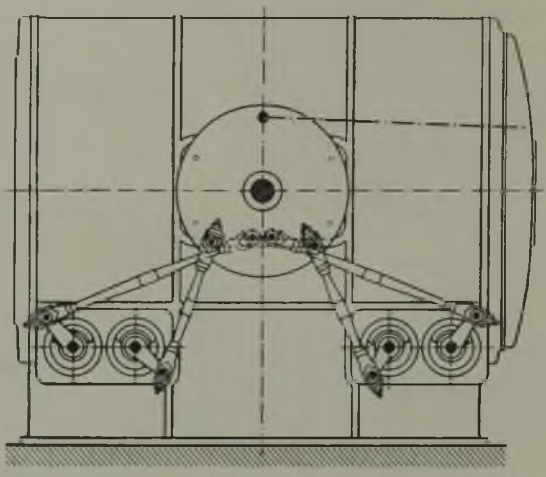
Trzon suwakowy jest narażony na skręcanie, a naprężenie stąd powstałe wynosi:



Rys. 104.

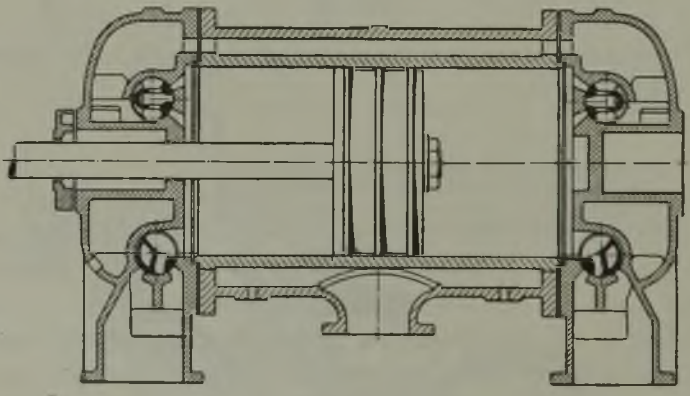
$$\sigma_t = \frac{M_t}{W} = \frac{[L.b + (G + H) \,.\, g]\; p.\mu.0{,}5\,.\,d.}{W}$$

We wzorze tym oznacza p — ciśnienie pary, W — moment wytrzymałości, $\mu = 0{,}2$ — spółczynnik tarcia, a oznaczenia liter, odnoszące się do wymiarów suwaka, podano na rys. 102.



Rys. 105.

Niektórzy konstruktorzy umieszczają wszystkie cztery suwaki w dolnej części cylindra, np. podług rys. 104, a dla niezmien-

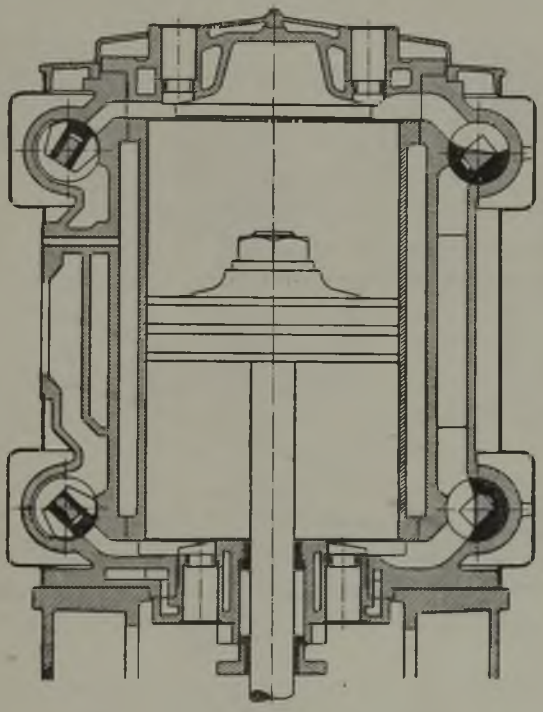


Rys. 106.

nego rozrządu pary można wtedy stosować napęd wskazany na rys. 105. Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni i powierzchni można ułożyć suwaki Corliss'a w łbicach, jak to uwidocznia

rys. 106; — stawidło Corliss'a w zastosowaniu do maszyny stojącej przedstawia rys. 107.

Przy projektowaniu stawidła Corliss'a należy zwrócić szczególną uwagę na to, aby działające w cylindrze ciśnienie pary dociskało suwak wylotowy do wylotowej gładzi suwakowej cylindra, czyli aby suwak nie mógł odchylić się od swej gładzi pod wpływem ciśnienia pary w cylindrze, jakkolwiek układ taki powoduje powiększenie szkodliwej przestrzeni i szkodliwych po-

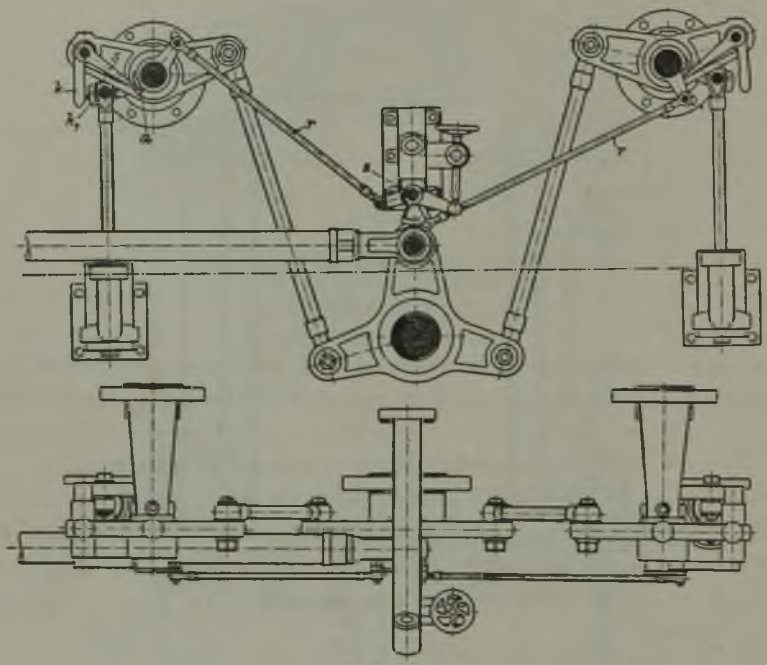


Rys. 107.

wierzchni. Również trzeba ograniczyć szerokość gładzi suwakowej cylindra (patrz rys. 101), aby suwak przechodził przez jej krawędź graniczną, przez co zapobiega się wyrobieniu w niej występów; — w razie powstania ostatnich niemożliwe byłoby przestawianie suwaka, pomimo ewentualnego wadliwego nastawienia go.

W cylindrach wysokoprężnych stawidło Corliss'a nie znalazło, za wyjątkiem Ameryki, większego rozpowszechnienia; —

w cylindrach tych stosuje się je w połączeniu z mechanizmem wychwytowym, którego używa się wyjątkowo także w cylindrach niskoprężnych. Budowa stawidła wychwytowego jest bardzo różnorodna, a jako przykład może posłużyć budowa przedstawiona na rys. 108, odnosząca się do napędu suwaków wlotowych. Drążek mimośrodu uruchamia tutaj tarczę, która zapomocą drążka i dźwigni zabiera chwytaczem k dźwignię k_1, oklinioną na trzonie suwaka Corliss'a. Okręcanie ostatniego, w celu otwarcia kanału dla dopływu pary do cylindra, odbywa się tak długo, aż połączo-



Rys. 108.

na z chwytaczem k dźwignia s nie natrafi na występ a, którego położenie nastawia regulacja zapomocą drążków r w zależności od obciążenia silnika. Nastawianie to może być uskutecznione ręcznie zapomocą kółka, widocznego na rysunku, lub też samoczynnie przez regulator, działający w miejscu, w którem znajduje się wspomniane kółko. Okręcenie dźwigni s przez występ a powoduje zsunięcie się chwytacza k z dźwigni k_1. Ta ostatnia zostaje teraz okręcana w kierunku przeciwnym przez tłok powrotnika, połączony z nią drążkiem; — ruch ten powoduje zamknię-

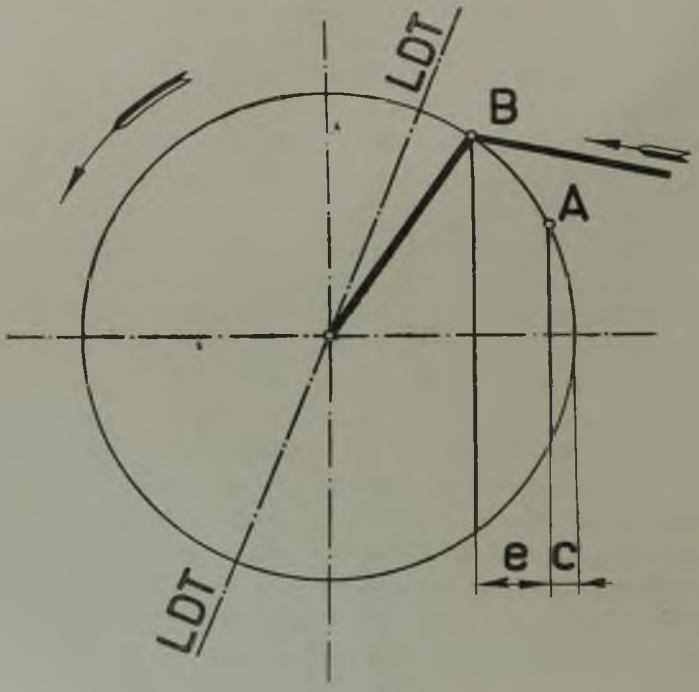
cie kanału dopływowego przez suwak. Powrotnik (kataraktę) umieszcza się przeważnie poniżej osi cylindra.

Istota działania stawidła wychwytowego, służącego do napędu suwaków Corliss'a, polega więc na tem, że mimośród zapomocą odpowiedniego mechanizmu okręca suwak w czasie otwierania kanału dla wlotu pary, natomiast zamykanie tegoż kanału odbywa się przez okręcanie suwaka w kierunku przeciwnym zapomocą powrotnika. Ponieważ zamykanie kanału przez suwak wymaga pewnego czasu, przeto napełnienie cylindra trwa dłużej niż do chwili, w której chwytacz k odłącza się od dźwigni k_1. Suwaki wylotowe są w budowie wskazanej na rys. 108 napędzane osobnym mimośrodem, uruchamiającym mechanizm dla niezmiennego wylotu przedzwrotowego i dla niezmiennej kompresji. Jestto ustrój bezwarunkowo dogodniejszy, niż napęd wszystkich czterech suwaków jednym mimośrodem, bo osiąga się dzięki temu możność łatwiejszego wyregulowania poszczególnych suwaków; — oprócz tego można wtedy oklinić poszczególne dźwignie w ten sposób, że chwytacz k dochodzi do dźwigni k_1 przy małej prędkości, t. j. krótko po przejściu martwego położenia mimośrodu (rys. 109) i przy zastosowaniu tylko tak dużego przysłonięcia e, jakie jest potrzebne ze względu na dostateczną szczelność suwaka. Aby uchwycić dźwignię k_1, chwytacz k musi wykonywać pewien przeskok c, wynoszący około 2 *mm*, czyli (rys. 109) w punkcie A dochodzi on do dźwigni k_1, a w punkcie B rozpoczyna się wlot przedzwrotowy. Dla uniknięcia uderzeń zetknięcie się chwytacza k z dźwignią k_1 powinno odbywać się przy małej prędkości, ponieważ siła, potrzebna do przyśpieszenia mas suwaka, jak i opór jego tarcia są duże.

Powrotnik, służący do zamykania suwaka Corlissa w stawidle wychwytowem, może być powietrzny lub hydrauliczny.

Powrotnik powietrzny, przedstawiony na rys. 110, składa się z tłoka różnicowego, połączonego drążkiem z dźwignią k_1, a umieszczonego w cylindrze. Uszczelnienie tłoków uzyskuje się przez doszlifowanie. Z powodu podniesienia tłoka w górę przez mechanizm wychwytowy powstaje pod tłokiem o małej średnicy próżnia, skutkiem której, po wyłączeniu mechanizmu wychwytowego, następuje szybkie jego opadanie. Aby uniknąć przytem uderzeń, tłok o dużej średnicy, po przejściu jego dolnej krawędzi przez umieszczone w cylindrze otwory, sprzęża pozo-

stałe powietrze, które może uchodzić tylko maleńkim, nastawnym otworem. Dzięki takiemu urządzeniu zmniejszenie szybkości ruchu tłoka, a zatem i suwaka Corliss'a następuje dopiero w ostatniej chwili. W dolnej pokrywie mniejszego cylindra umieszcza się mały zawór, obciążony sprężyną i przeznaczony do wypuszczania powietrza, które z powodu nieszczelności dostało się do cylindra. Średnica mniejszego tłoka wynosi około 0,2 średnicy tłoka maszyny.

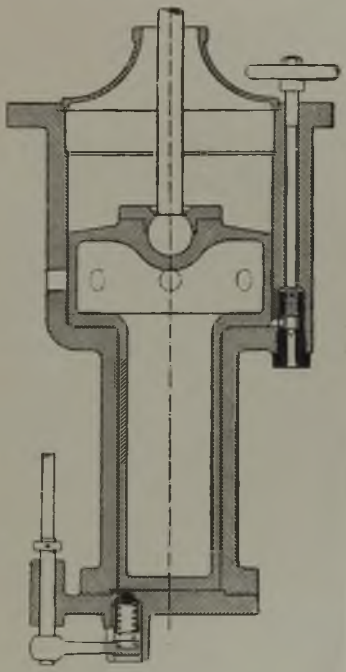


Rys. 109.

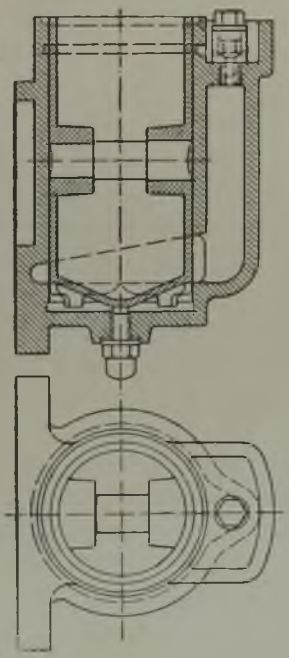
Zamiast powrotnika powietrznego używa się także powrotnika hydraulicznego, który przy umiejętnem wykonaniu działa dokładniej i niezawodniej. W przyrządzie tym (rys. 111) uzyskuje się siłę do zamykania suwaka również przez próżnię, powstałą pod tłokiem, natomiast zmniejszenie uderzenia uzyskuje się przez stosowanie zamiast poduszki powietrznej, cieczy pod tłokiem (zwykle oleju). Celem uniknięcia uderzenia tłoka o ciecz, dno jego posiada kształt stożkowy. Tuż przed dojściem tłoka do krańcowego dolnego położenia zmniejsza się przekrój dla odpły-

wu cieczy do bocznego kanału, przez co zwiększa się hamowanie ruchu tłoka. Zawór, znajdujący się w górnej ściance bocznego kanału, służy do odpływu nadmiaru oleju i powietrza, które wpływałoby ujemnie na sprawność działania powrotnika. Doszczelnienie tłoka uzyskuje się zapomocą oleju, znajdującego się we wpustkach, wytoczonych w górnej części cylindra.

Powrotniki powietrzne nie zawsze pracują beznagannie. Przedewszystkiem zawodzą one przy małych napełnieniach, po-



Rys. 110.



Rys. 111.

nieważ próżnia, powstała przy małym ruchu suwaka, a zatem małym skoku tłoka powrotnika, jest za mała do zamknięcia suwaka; — z drugiej strony działanie hamujące ruch tłoka jest również niedostateczne z powodu zasysania zbyt małej ilości powietrza, skutkiem czego następuje bieg z uderzaniem. Skuteczniej naogół działają powrotniki hydrauliczne, ponieważ tłok ich jest szczelniejszy i ciecz hamuje lepiej. Również przy bardzo dużych napełnieniach powrotnik powietrzny nie zawsze działa prawidłowo, bo sprężone pod tłokiem powietrze może spowodować jego samoczynne podniesienie się w górę, przez co kanał dopły-

wowy zostaje powtórnie otwarty przez suwak w okresie rozprężania pary w cylindrze silnika.

Zamiast próżni w powrotnikach niektórzy konstruktorzy używają do zamykania suwaków Corliss'a w stawidłach wychwytowych sprężyn. Ustrój ten znalazł naogół bardzo małe rozpowszechnienie, ponieważ z powodu stosunkowo dużego skoku suwaków Corliss'a wymaga stosowania bardzo długich sprężyn.

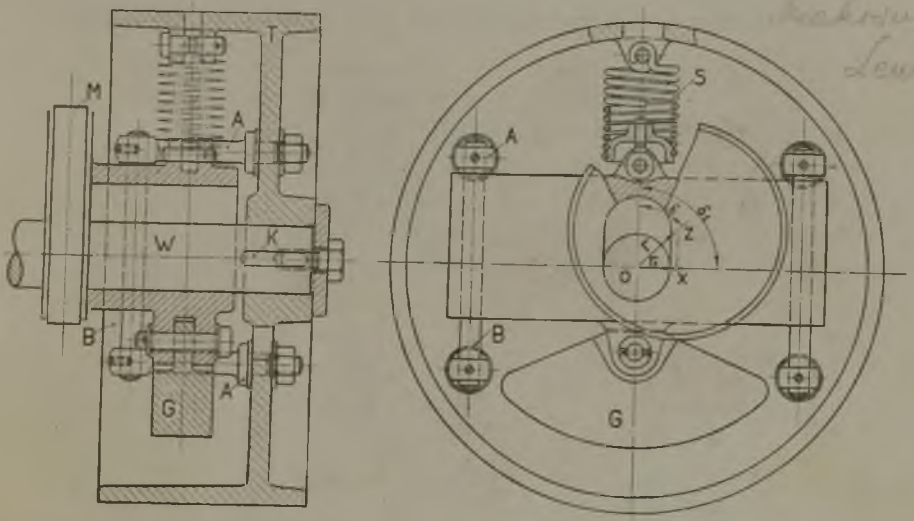
§ 33. SUWAKI POJEDYŃCZE DLA ZMIENNEGO ROZRZĄDU PARY.

Zmienny rozrząd pary w stawidle z pojedyńczym suwakiem można uzyskać, oprócz przestawiania mimośrodu w czasie postoju maszyny (patrz § 14), przez samoczynne przestawianie suwaka zapomocą regulatora w czasie ruchu silnika. Ponieważ siła nastawcza regulatora o odpowiedniej wielkości jest nieduża, przeto stosuje się samoczynną zmianę rozrządu pary przeważnie tylko przy suwakach pojedyńczych, które są odciążone, więc przy pojedyńczych suwakach tłokowych, a wyjątkowo przy pojedyńczych suwakach Corliss'a. Najczęściej używa się w tych wypadkach t. zw. regulatorów osiowych, które umieszczone są na wale głównym maszyny i przestawiają mimośród zależnie od obciążenia maszyny; — są one więc połączone stale z mechanizmem napędzającym suwak. Stawidła tego rodzaju są najwięcej rozpowszechnione w maszynach szybkobieżnych i w lokomobilach, pracujących z parą przegrzaną.

Najprostszą budowę regulatora osiowego widzimy na rys. 112. Ruch obrotowy wału W maszyny przenosi się zapomocą zaklinionej tarczy T oraz sworzni A i B na tarczę mimośrodu M, który napędza suwak. Tarcza mimośrodu posiada wykrój, dozwalający przesuwanie jej po sworzniach B, skutkiem czego mimośrodowość i kąt przodowania mimośrodu mogą być zmieniane. Zmiana ta następuje pod wpływem działania siły odśrodkowej ciężaru G, której przeciwdziała siła sprężyny S. Przy zmniejszeniu się liczby obrotów wału W, wskutek wzrostu obciążenia aż do największego, środek tarczy mimośrodu znajduje się w położeniu, przedstawionem na rysunku, t. j. w punkcie Z, oddalonym od środka wału O o mimośrodowość r; — kąt przodowania wynosi wtedy δ. Natomiast przy zwiększeniu się liczby obrotów

wskutek odciążenia maszyny środek tarczy mimośrodu zostaje przesunięty do punktu X, oddalonego od środka wału O o mimośrodowość r_1, która jest mniejsza od r; — kąt przodowania wynosi teraz δ_1, który jest większy od δ. Zmiany te powodują zmianę rozrządu pary, w szczególności zmniejszenie mimośrodowości powoduje zmniejszenie napełnienia cylindra.

Z powyższego wynika, że regulator osiowy działa na stawidła przez zmianę mimośrodowości i kąta przodowania mimośrodu. Linję, według której przesuwa się środek tarczy mimośrodu pod wpływem



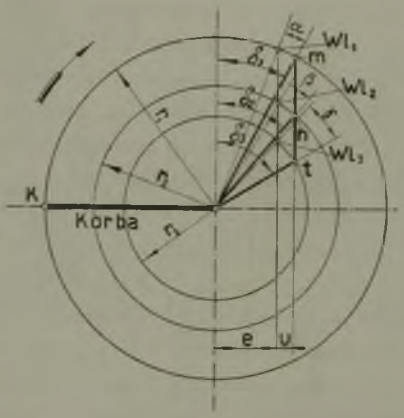
Rys. 112.

działania regulatora, nazywamy krzywą centralną. Ostatnia może posiadać różny kształt i różny układ; — jednak powinniśmy zawsze dążyć do tego, aby pomimo zmiany δ i r wlot przedzwrotowy ulegał możliwie najmniejszym zmianom.

Układ krzywej centralnej $m — n — t$, odpowiadający rysunkowi 112, a przedstawiony w wykresie zasadniczym ruchów suwaka, widzimy na rys. 113. Otrzymujemy tutaj przy zmiennych δ i r stały linijny wlot przedzwrotowy, natomiast procentowy wlot przedzwrotowy zwiększa się dość znacznie przy zmniejszeniu mimośrodowości i zwiększeniu kąta przodowania, mia-

nowicie $\alpha < \beta < \gamma$. Z powyższego wynika, że stały linijny wlot przedzwrotowy otrzymujemy wtedy, gdy krzywa centralna jest prostopadłą do środkowego kierunku drążka mimośrodu przy położeniu korby maszyny w martwem położeniu. Ponieważ maszyna posiada przy tym układzie krzywej centralnej zawsze ten sam linijny wlot przedzwrotowy, czyli ponieważ nie można zastosować 00% napełnienia, przeto używanie tego układu jest prawie wykluczone, gdyż silnik mógłby rozbiegać się w razie odciążenia go.

Aby módz osiągnąć przy krzywej centralnej o kształcie linji prostej napełnienie 00%, musi ona być prostopadłą do środkowego kierunku drążka mimośrodu przy położeniu korby ma-

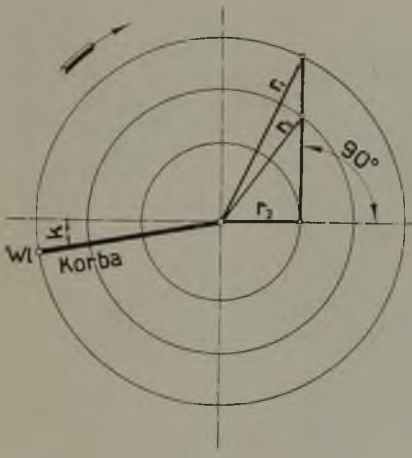


Rys. 113.

szyny w punkcie *Wl*, odpowiadającemu wlotowi przedzwrotowemu (rys. 114). Gdy okręcimy położenie korby i krzywej centralnej, przedstawione na rys. 114, o kąt k w kierunku biegu maszyny, t. j. gdy ułożymy korbę maszyny w martwem położeniu, to krzywa centralna będzie pochylona względem poziomej pod kątem $90^0 - k$ (rys. 115). W układzie tym procentowy wlot przedzwrotowy nie zmienia się (k = const.), natomiast linijny wlot przedzwrotowy jest tem większy, im większa jest mimośrodowość, gdyż $u_1 > u_2$.

Krzywa centralna może posiadać także kształt łuku, a osiąga się to przez budowę regulatora, przedstawioną na rys. 116. Tarcza regulatora T i tarcza mimośrodowa A osa-

dzone są zapomocą klinów na wale maszyny F; środek M tarczy A jest oddalony od środka wału W o mimośrodowość r_s. Na tarczy A znajduje się druga, ruchoma tarcza B, której środek oddalony jest od środka pierwszej M o mimośrodowość r_z. Pokrywy mimośrodu, napędzającego suwak, umieszczone są na tarczy B. Każdorazowe położenie tarczy B względem tarczy A, czyli każdorazowe położenie tarczy B względem środka wału, zależy od położenia ciężarków C, które przy zwiększeniu liczby obrotów wału, okręcając się wokoło sworzni G, rozchodzą się nazewnątrz w tej mierze, jak tego dozwalają przeciwdziałające sprężyny S; ciężarki C przesuwają zapomocą kierownic K

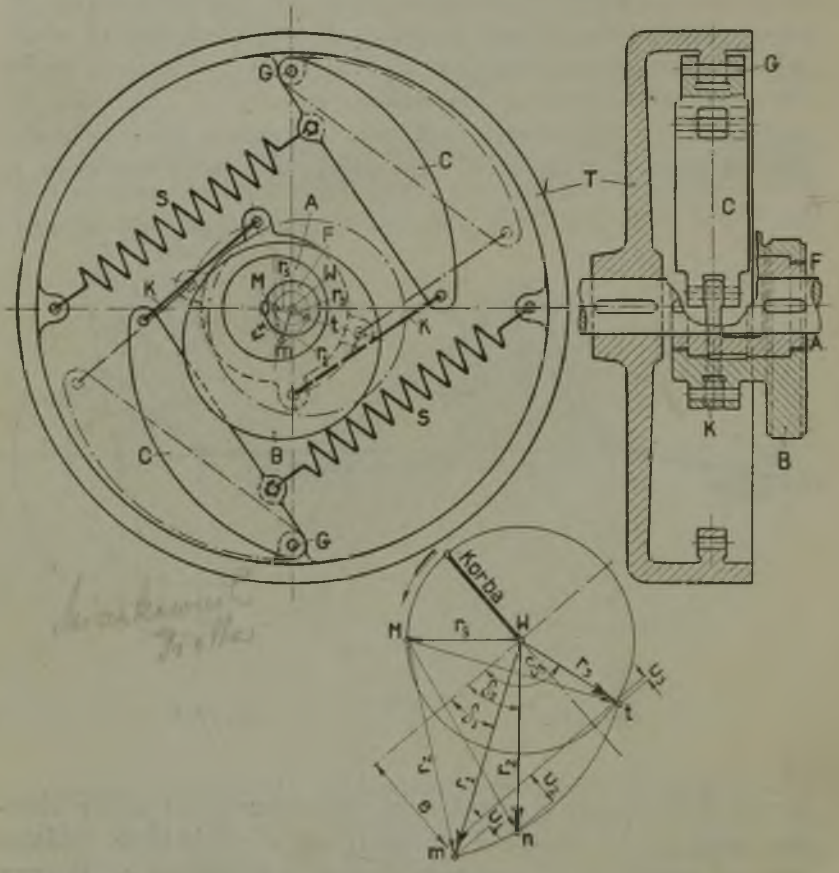


Rys. 114.

Rys. 115.

tarczę B na tarczy A. Jeśli przy zmniejszeniu się liczby obrotów wału środek tarczy B znajduje się w punkcie m, oddalonym od środka wału o mimośrodowość wypadkową r_1, to przy zwiększeniu się liczby obrotów wału może on być przesunięty aż do punktu t, oddalonego od środka wału W o znacznie mniejszą mimośrodowość wypadkową r_3. Dla skoku suwaka są oczywiście miarodajne mimośrodowości wypadkowe. Linja przesuwania środka mimośrodu ruchomego, czyli krzywa centralna m — n — t posiada kształt łuku, zatoczonego promieniem r_z ze środka M mimośrodu zaklinionego. Z rysunku widzimy, że przy zmniejszeniu mimośrodowości wypadkowej zwiększa się

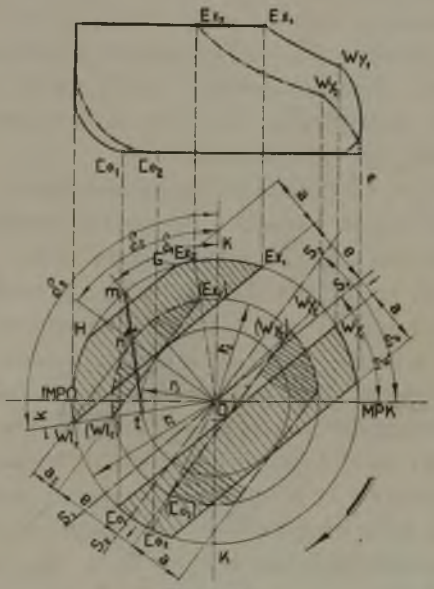
kąt przodowania δ, a linijny wlot przedzwrotowy najpierw zwiększa się, później zmniejsza się, n. p. $u_1 < u_2$. Jeśli najmniejsza mimośrodowość wypadkowa r_3 jest mniejsza od przysłonięcia wlotowego e, to suwak nie otwiera wcale kanału dopływowego, czyli maszyna pracuje wtedy z napełnieniem 00%.



Rys. 116.

Rozważyć teraz musimy, jakie zmiany powoduje w rozrządzie pary działanie regulatora osiowego na suwak i jaki wpływ wywiera przytem kształt krzywej centralnej. Zależność wykresu indikatora od wykresu suwakowego przedstawia najlepiej wykres suwakowy Reuleaux'a, w którym linja drogi tłoka jest tak samo ułożona jak w wykresie zasadniczym (rys. 5) ruchów suwaka, a natomiast linja środkowego położenia suwaka

S — S zostaje okręcona w kierunku przeciwnym do biegu maszyny o kąt $90^0 + \delta$. Jak zaznaczono w § 8, kąt przodowania można odłożyć także od prostopadłej K — K w kierunku przeciwnym do biegu maszyny (patrz rys. 9), co w zastosowaniu do stawideł z regulatorem osiowym posiada tę dodatnią stronę, że położenia mimośrodu, przedstawiające krzywą centralną, znajdują się w wykresie suwakowym po stronie wlotowej, która jest najważniejsza dla każdorazowych odmyków kanałów a.



Rys. 117.

Wykres suwakowy stawidła z pojedyńczym suwakiem w połączeniu z regulatorem osiowym, posiadającym krzywą centralną o kształcie linji prostej i nastawiającym stały procentowy wlot przedzwrotowy (patrz rys. 115), widzimy na rys. 117, Ze względu na większą przejrzystość wykresu nie uwzględniona w nim rzeczywistej długości korbowodu, co oczywiście nie jest dopuszczalne w projekcie wykonawczym. Przy projektowaniu stawidła tego rodzaju poleca się rozpocząć kreślenie wykresu suwakowego od wymaganego napełnienia największego Ex_1 i przyjąć kąt k dla wlotu przedzwrotowego, przez co otrzymuje się linje Wl_1 — Ex_1 i S_1 — S_1, a zatem również kąt przo-

dowania δ_1 i wielkość przysłonięcia wlotowego e; — krzywa centralna przechodzi przez punkt m, czyli każdorazowy skok największy suwaka znajdujemy jako $r - e$. Ponieważ przy mniejszych napełnieniach, jak wynika z poprzednich rozważań, zmniejsza się wielkość mimośrodowości, a powiększa się kąt przodowania, przeto poleca się przyjąć przy największem napełnieniu:

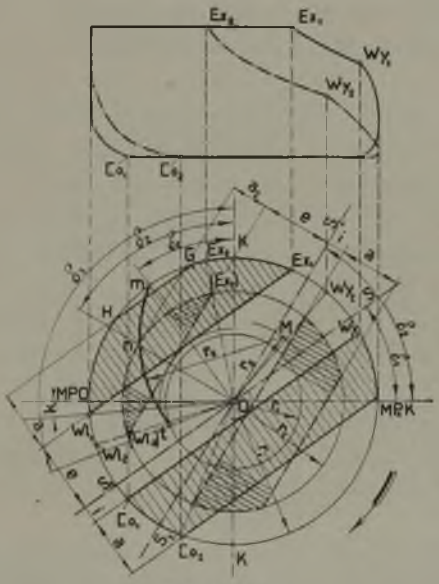
1) mimośrodowość $r_1 > e + a$, jeśli suwak nie daje kilkakrotnego wlotu, aby przy mniejszych napełnieniach otrzymać dostateczne otwarcie kanału a w czasie wlotu i wylotu pary, czyli aby nie przekroczyć dopuszczalnej prędkości pary,

2) możliwie małą kompresję i mały wylot przedzwrotowy, gdyż okresy te powiększają się przy mniejszych napełnieniach ze zwiększeniem kąta przodowania.

Stosownie do warunku 1) przeprowadzamy linję $H - G$, określającą szerokość kanału a w gładzi suwakowej cylindra, a stosownie do warunku 2) przyjmujemy Co_1; — przez równoległą do linji $S_1 - S_1$ znajdujemy Wy_1 i przysłonięcie wylotowe i, a wreszcie odkładamy szerokość kanału a.

Jeśli przyjmiemy, że najmniejsza mimośrodowość $r_3 = e$, czyli że napełnienie 00% jest możliwe bez dodatkowego przysłonięcia, zapewniającego szczelność suwaka przy takiem przestawieniu (z tej przyczyny jest pożądane wykonać $r_3 < e$), to krzywa centralna przechodzi przez punkt t, czyli otrzymujemy ją jako linję $m - t$. Przy napełnieniu Ex_2 dzielimy w wykresie suwakowym kąt $Wl_1 - O - Ex_2$ na dwie połowy, przez co znajdujemy kąt przodowania δ_2 oraz na krzywej centralnej punkt n, przez który przechodzi koło o mimośrodowości r_2, miarodajnej dla napełnienia Ex_2. Linję $(Wl_2) - (Ex_2)$, ograniczającą przysłonięcie wlotowe e, kreślimy prostopadle do linji $n - O$. Odmyk kanału wlotowego wynosi teraz $a_2 = r_2 - e$. Równolegle do linji $(Wl_2) - (Ex_2)$ kreślimy linje $S_2 - S_2$ i $(Co_2) - (Wy_2)$, przyczem ostatnia musi być styczną do koła o promieniu przysłonięcia wylotowego i: punkty (Co_2) i (Wy_2) przenosimy do wykresu indikatora. Jeśli Ex_2 jest napełnieniem normalnem maszyny, to musimy stwierdzić, czy ze względu na dopuszczalną prędkość pary odmyki kanału są dostatecznie duże, mianowicie a_2 dla wlotu i a dla wylotu. Zmniejszenie napełnienia przez regulator osiowy powoduje, jak widzimy z wykresu, nietylko zmniejszenie skoku suwaka, lecz także znaczne po-

większenie kompresji i wylotu przedzwrotowego. Skutkiem tego praca wykonana przez maszynę zmniejsza się tak po stronie kompresji jak i ekspansji, dzięki czemu otrzymuje się bardzo czułą regulację silnika. Powiększenie kompresji jest jednakże ograniczone warunkiem, aby końcowe ciśnienie kompresyjne nie było większe od ciśnienia dolotowego. Z tej przyczyny stawidło z pojedyńczym suwakiem w połączeniu z regulatorem osiowym posiada tę wadę, że wymaga pracy maszyny ze stosunkowo dużem napełnieniem normalnem, wobec czego nie może być uży-

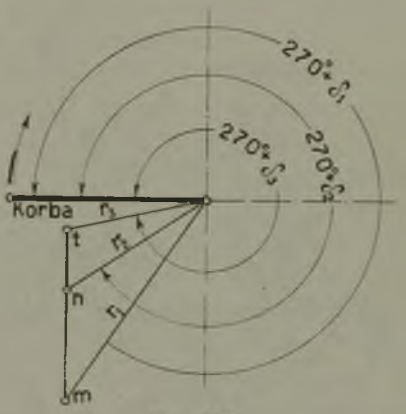


Rys. 118.

wane w jednocylindrowych maszynach, pracujących z kondensacją i z dość dużem ciśnieniem dolotowem.

Krzywa centralna o kształcie łuku daje pod względem uzyskania większego otwarcia kanału *a* lepsze wyniki od krzywej centralnej w postaci linji prostej. Ponieważ odległość pomiędzy krzywą centralną i przysłonięciem wlotowem *e* przedstawia największy skok suwaka przy pewnej mimośrodowości i przynależnym kącie przodowania, przeto łuk krzywej centralnej powinien mieć ten sam kierunek co łuk przysłonięcia *e*. W wykresie, przedstawionym na rys. 118, kreślimy naj-

pierw wykres suwakowy dla napełnienia największego Ex_1, przyjmując mimośrodowość r_1 i dla wlotu przedzwrotowego kąt k, przy czem uwzględniamy zasady, podane przy omawianiu konstrukcji rysunku 117. Znajdujemy więc punkt m krzywej centralnej; — jeśli najmniejsza mimośrodowość wypadkowa r_3 ma być mniejszą od przysłonięcia wlotowego e, to wykreślamy ze środka nieruchomej tarczy mimośrodowej M łuk promieniem r_z, który przechodzi przez m i przecina koło o promieniu r_3 w punkcie t. Dla znalezienia zmian, zachodzących przy zmniejszeniu napełnienia Ex_1 do Ex_2, przyjmujemy na krzywej centralnej punkt n w ten sposób, aby kąt $Ex_2 — O — n$ równał się kątowi $n — O — Wl_2$ i aby linja $(Wl_2) — (Ex_2)$ była styczną do koła o promieniu e i prostopadłą *do linji* $n — O$. Przez punkt n przechodzi koło mimośrodu o promieniu $r_2 = O.n$. W porównaniu z rys. 117 otrzymujemy tutaj przy zmniejszeniu napełnienia powiększenie wlotu przedzwrotowego, oraz znaczniejsze powiększenie wylotu przedzwrotowego i kompresji; — oczywiście zmiana wlotu przedzwrotowego nie powinna być także zbyt duża.



Rys. 119.

Regulatory osiowe wykonywują przeważnie specjalne fabryki, które podają w swych katalogach wielkości największej i najmniejszej mimośrodowości wypadkowej r_1 i r_3, oraz mimośrodowość mimośrodu nieruchomego r_s i ruchomego r_z.

Przy użyciu suwaka z wewnętrznym wlotem, krzywa centralna otrzymuje inne położenie względem korby maszyny, mia-

nowicie środek mimośrodu wyprzedza korbę o kąt 270° + δ (rys. 119). Zmiana ta nie wpływa wcale na zmianę wykresu suwakowego, w którym układamy krzywą centralną tak samo jak w rys. 117 i 118, a wymaga tylko innego osadzenia regulatora na wale.

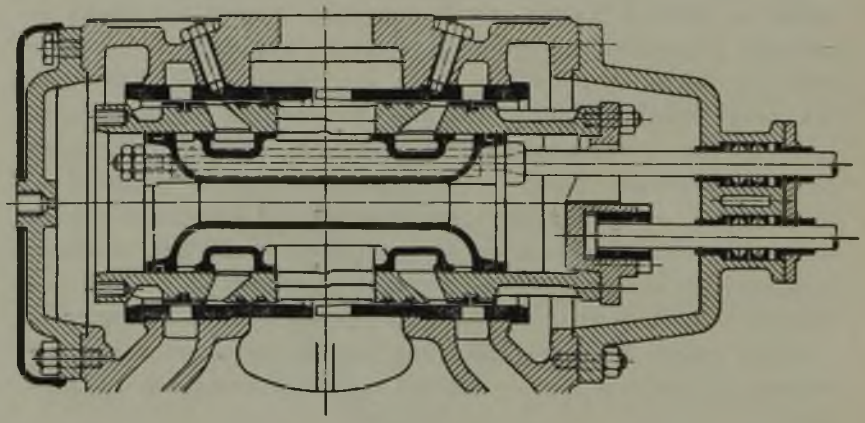
§ 34. SUWAKI PODWÓJNE W POŁĄCZENIU Z REGULATOREM OSIOWYM.

Stawidła te, w których używano prawie wyłącznie suwaków tłokowych, są bardzo mało rozpowszechnione, a obecnie nie buduje się ich już wcale. Cechą charakterystyczną tych stawideł, w których każdy suwak otrzymuje napęd zapomocą osobnego mimośrodu, jest oddziaływanie regulatora osiowego tylko na suwak ekspansyjny, przez co uzyskuje się, tak samo jak przy suwaku Rider'a, możność stosowania zmiennego napełnienia bez powodowania zmian innych charakterystycznych okresów rozrządu pary; — jedynie niektórzy konstruktorzy, np. Doerfel, stosują także częściowy wpływ regulatora na suwak rozdzielczy, zmieniając w niewielkich granicach wielkość kompresji, przez co uzyskuje się czulszą regulację. Suwaki podwójne w połączeniu z regulatorem osiowym mogą być umieszczone w jednej skrzynce, przyczem suwak ekspansyjny pracuje w suwaku rozdzielczym, — lub też w dwóch komorach oddzielnych.

Budowę suwaka pierwszego rodzaju (konstrukcja Stein'a) widzimy na rys. 120. Para świeża dopływa w środku skrzynki suwakowej; — suwak ekspansyjny (wewnętrzny) posiada podwójny wlot wewnętrzny, a suwak rozdzielczy również wlot wewnętrzny. Stawidło to posiada wszystkie wady tłokowego suwaka Rider'a, więc brak dostatecznej szczelności suwaka ekspansyjnego i niemożność używania go przy parze przegrzanej z powodu ślizgania się jednego suwaka w drugim; — oprócz tego regulator osiowy jest kosztowniejszy od zwykłego, a sworznie jego zdzierają się w krótszym czasie. Pewne, nieznaczne zalety tego stawidła, — jak bezpośrednie działanie regulatora na mimośród, możność stosowania podwójnego wlotu i nieskośnych kanałów, — nie zdołały zapewnić mu pierwszeństwa

przed tłokowym suwakiem Rider'a, którego obecnie również nie wykonywuje się.

Więcej rozpowszechnione były przed kilkunastu laty suwaki podwójne w połączeniu z regulatorem osiowym, budowane według projektów prof. Doerfel'a w dwóch komorach (rys. 121), wobec czego stawidło to mogło pracować także z parą przegrzaną. Suwaki posiadają tutaj wlot wewnętrzny, skutkiem czego mogą otrzymać stosunkowo małą średnicę; — pomimo to szkodliwa przestrzeń jest bardzo duża, bo wynosi od 12% do 18%. Główną wadą tej budowy są duże szkodliwe powierzchnie i bardzo złe prowadzenie pary, która przy przepływie przez kanały musi wykonywać ostre skręty. Oprócz tego suwaki nie

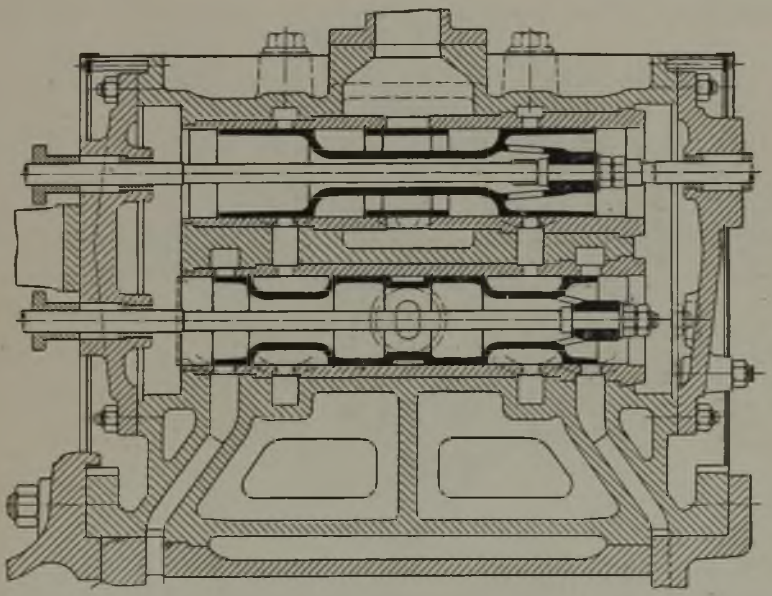


Rys. 120.

posiadają trwałej szczelności, jeśli nie są zaopatrzone w pierścienie uszczelniające. Ponieważ, niezależnie od wad zaznaczonych, stawidło z dwoma suwakami jest znacznie kosztowniejsze od stawidła z jednym suwakiem tłokowym, znajdującym się pod wpływem regulatora osiowego, przeto nie mogło ono współzawodniczyć z ostatniem i obecnie wykonywa go się tylko w wyjątkowych wypadkach.

Wykres suwakowy stawidła o dwóch suwakach w osobnych komorach, w którem regulator osiowy działa tylko na suwak ekspansyjny, jest bardzo prosty, bo suwak ekspansyjny pracuje w nieruchomej tulei. Przy projektowaniu należy pamiętać o tem, aby suwak ekspansyjny nie dawał później wlotu przed-

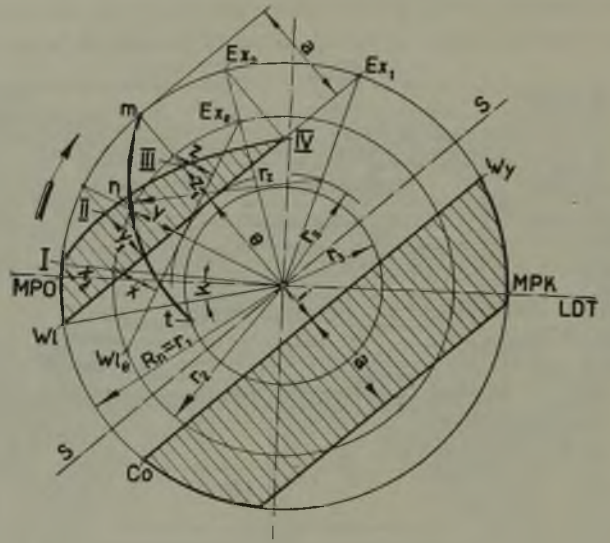
zwrotowego niż suwak rozdzielczy; — pod tym względem miarodajne jest największe napełnienie, gdyż przy mniejszych napełnieniach suwak ekspansyjny otwiera wcześniej kanał wlotowy. Ponieważ w stawidle tem suwak rozdzielczy steruje wlot przedzwrotowy, kompresję i wylot przedzwrotowy, przeto można w niem uzyskać korzystniejsze otwieranie kanału wlotowego niż przy suwaku pojedyńczym, połączonym z regulatorem osiowym. Jeśli przyjmiemy, że mimośrodowość suwaka rozdzielczego R_n równa się największej mimośrodowości wypadkowej suwaka ekspansyjnego r_1, że przy największem na-



Rys. 121.

pełnieniu obydwa suwaki dają wlot przedzwrotowy przy położeniu korby maszyny pod kątem k względem martwego położenia i że posiadają one jednakowe przysłonięcie wlotowe e, co nie jest konieczne, to otrzymamy według rys. 122 otwarcie kanału wlotowego w wykresie suwakowym dla największego napełnienia jako pole, znajdujące się pomiędzy linją $Wl—Ex_1$ i łukiem $Wl—m—Ex_1$. Po założeniu dla regulatora osiowego krzywej centralnej $m — n — t$, znajdujemy dla mimośrodowości wypadkowej r_2 suwaka ekspansyjnego napełnienie Ex_2 oraz otwarcie

kanału przez tenże suwak, przedstawiające się w wykresie jako pole, znajdujące się pomiędzy linją Wl_e—Ex_e i łukiem Wl_e—n—Ex_e. Chcąc otrzymać rzeczywiste odmyki kanału parowego, przenosimy odmyki dokonane przy pewnem położeniu korby maszyny przez suwak ekspansyjny, więc długości x, y, z w wykres suwaka rozdzielczego, wykonywując $x_1 = x$, $y_1 = y$, $z_1 = z$. Rzeczywiste otwarcie kanału dopływowego przy napełnieniu Ex_e znajduje się więc pomiędzy linją Wl — IV i krzywą Wl — I— II — III — IV. Z wykresu widzimy także, że suwak ekspansyj-



Rys. 122.

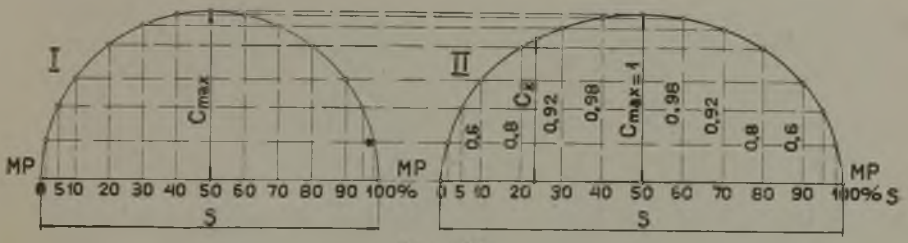
ny nastawia wcześniejszy wlot pary przy mniejszych napełnieniach niż przy największem.

§ 35. BADANIE DŁAWIENIA PARY.

Wykresy suwakowe dają, oprócz charakterystycznych punktów rozrządu pary, także pewien pogląd na prędkość, z jaką stawidło otwiera i zamyka kanał parowy, lecz nie wskazują położenia korby maszyny, przy którem rozpoczyna się dławienie pary. Chcąc zbadać ostatnio wymienione zagadnienie, mu-

simy wykreślić krzywą koniecznych i krzywą rzeczywistych odmyków kanałów parowych z uwzględnieniem położenia korby maszyny. W stawidłach suwakowych znajdujemy krzywą rzeczywistych odmyków kanałów parowych w zależności od położeń korby maszyny najdogodniej zapomocą t. zw. e l i p s y s u w a k o w e j.

Badanie dławienia pary przeprowadzamy zwykle dla nieskończenie długiego korbowodu $L = \infty$, ponieważ otrzymujemy wtedy pogląd na średnie dławienie pary po stronie ku — i odkorbowej. Przy tem założeniu przedstawiają rzędne półkola, wykreślonego nad skokiem maszyny s, zmianę prędkości tłoka (rys. 123). Począwszy od martwego położenia $M\ P$ prędkość



Rys. 123.

tłoka wzrasta najpierw bardzo szybko, potem znacznie wolniej i osiąga przy kącie $\alpha = 90^0$ swą największą wartość

$$c_{max} = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60},$$

czyli równa się prędkości obwodowej v. Jeśli długość poszczególnych rzędnych pozostawimy bez zmiany, a skok maszyny narysujemy w innej skali, mianowicie dłuższy, to z wykresu *I* powstaje wykres *II* (rys. 123), który również przedstawia zmianę prędkości tłoka c przy $L = \infty$.

Przy projektowaniu ustalamy najpierw skalę wykresu rys. 123 — *II* przez obliczenie największej prędkości tłoka

$$c_{max} = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60}.$$

Potem obliczamy największy odmyk kanału parowego, który jest potrzebny przy największej prędkości tłoka ze wzoru:

$$a_{max} = \frac{F . c_{max}}{h . v_{max}};$$

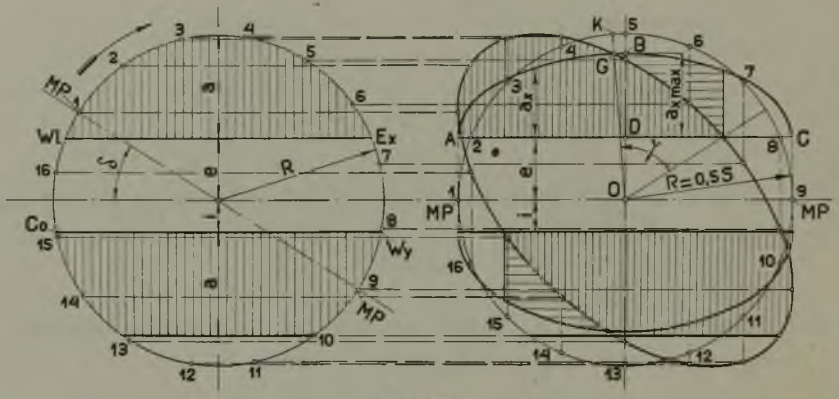
we wzorze tym oznacza:

F = czynne pole tłoka w cm^2,

h = wysokość kanału parowego w cm,

v_{max} = prędkość pary, przy której przekroczeniu rozpoczyna się dławienie jej.

Dla wlotu pary można przyjąć $v_{e\,max}$ = 60 do 80 *m/sek*; — mniejsza prędkość odnosi się do pary nasyconej o średniem ciśnieniu i do pary przegrzanej o ciśnieniu bardzo wysokiem (np.



Rys. 124.

powyżej 20 *atm)*, większa natomiast do pary przegrzanej o średniem ciśnieniu (aż do 16 *atm*) i do pary nasyconej o niskiem ciśnieniu (poniżej 3 *atm*). Dla wylotu pary przyjmujemy $v_{a\,max}$ = 40 do 60 *m/sek*; — mniejsza liczba odnosi się do pracy ze skraplaniem pary. Wybór prędkości $v_{e\,max}$ i $v_{a\,max}$ zależy od warunków pracy, podanych w § 3 przy rozważaniu dopuszczalnego v_e i v_a, które obieramy dla średniej prędkości tłoka.

Obliczoną wielkość a_{max} rysujemy (rys. 124) jako rzędną D — B w środku długości linji A — C, przedstawiającej skok maszyny s. Inne rzędne a obliczamy ze wzoru

$$a_x = \frac{a_{max} . c_x}{c_{max}},$$

w którym c_x oznacza prędkość tłoka przy rozważanem położeniu korby, którą znajdujemy z rys. 123. Odległość poszczególnych punktów krzywej A — B — C od linji A — C przedstawia więc potrzebną wielkość odmyku kanału parowego przy wszystkich położeniach korby maszyny.

W celu narysowania elipsy suwakowej odkładamy od linji A — C znalezione w wykresie suwakowym Mueller'a przysłonięcie wlotowe e w skali przyjętej dla a_{max} i kreślimy wokoło punktu O koło korby o promieniu $R = 0{,}5\ s$, którego obwód dzielimy, rozpoczynając od martwego położenia korby maszyny, na pewną liczbę równych części, n. p. 16. Obok tego koła rysujemy w tej samej skali, jaką przyjęliśmy dla a_{max}, wykres suwakowy Mueller'a, okręcony o kąt 90°. W wykresie tym dzielimy obwód koła o promieniu R na taką samą ilość równych części jak poprzedniego koła, rozpoczynając również od martwego położenia korby maszyny $M.\ P.$

Jeśli poprowadzimy linje poziome przez punkty podziałowe koła mimośrodu, to prostopadła ich odległość od poziomych osi obydwóch kół przedstawia przesunięcia suwaka względem jego środkowego położenia, natomiast linje prostopadłe, poprowadzone przez punkty podziałowe koła korby, przedstawiają położenia tłoka. Wspomniane linje poziome przecinają się z wspomnianemi prostopadłemi w punktach, których połączenie daje elipsę. Ponieważ elipsa ta przecina krzywą koniecznych odmyków kanału parowego w punkcie G, przeto dławienie pary dolotowej rozpoczyna się przy położeniu korby maszyny w punkcie K i trwa w czasie, w którym korba przebiega kąt korbowy γ.

Dla strony wylotowej projektujemy wykres elipsy suwakowej w zupełnie ten sam sposób.

§ 36. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA SUWAKA TŁOKOWEGO DLA ZMIENNEGO ROZRZĄDU PARY.

Zaprojektować suwak tłokowy dla cylindra wysokoprężnego maszyny o podwójnem rozprężaniu pary, posiadającej przy liczbie obrotów $n = 250$ na minutę następujące wymiary:

średnica cylindra wysokoprężnego $D_w = 270$ *mm*,
„ „ niskoprężnego $D_n = 540$ *mm*,
skok maszyny. . . . . $s = 400$ *mm*.

Ciśnienie pary dolotowej wynosi 15 *atm* nadc., a ciśnienie w przelotni 2 *atm* nadc. Teoretyczne napełnienie cylindra wysokoprężnego wynosi 26,5% przy około 26% kompresji i przy około 25% wylotu przedzwrotowego.

Czynne pole tłoka wysokoprężnego:

$$F_w = 0{,}99 \cdot \frac{\pi \cdot 270^2}{4} \cong 567\ cm^2.$$

Średnia prędkość tłoka:

$$c_m = \frac{0{,}4.250}{30} \cong 3{,}33\ m/sek.$$

Przy projektowaniu stawidła postępujemy w sposób następujący. Najpierw przyjmujemy średnicę suwaka w pewnym stosunku do średnicy cylindra i taką wysokość h kanału sterowanego w tulei suwakowej, aby żebra pomiędzy częściami wysokości tego kanału były dostatecznie silne. Ze wzoru $F\ c_m = f.v$ obliczamy potrzebny wolny przekrój dla wylotu $f_a = a_g.h$ i dla wlotu przy napełnieniu największem $f_{e_1} = a_1.h$ oraz przy normalnem $f_{e_2} = a_2 \cdot h$. Następnie wybieramy regulator osiowy o takiej krzywej centralnej, który dawałby przy napełnieniu największem nie mniejszy odmyk kanału wlotowego od obliczonej szerokości a_1 i przy normalnem nie mniejszy od a_2; —oprócz tego regulator ma umożliwiać 00% napełnienia. W końcu badamy, czy nie zachodzi dławienie pary przy napełnieniu normalnem z powodu przekroczenia dopuszczalnej prędkości pary.

W przykładzie naszym przyjmujemy, ze względu na dużą liczbę obrotów maszyny, suwak o podwójnym wlocie wewnętrznym, posiadający średnicę $d \cong 0{,}46 \cdot D = 125$ *mm* i wylot pojedyńczy; — budowa suwaka ma być wykonana podług konstrukcji przedstawionej na rys. 54. Stosownie do obranej średnicy suwaka $d = 125$ *mm*, przyjmujemy wysokość kanałów sterowanych, tak dla wlotu jak dla wylotu, $h = 248$ *mm*; —

wysokość tę dzielimy na cztery części po 62 *mm*, pomiędzy któremi znajdują się żebra o szerokości powyżej 30 *mm*. Teraz obliczamy potrzebne wolne przekroje:

1) dla wylotu:

$$f_a = \frac{F_w \cdot c_m}{v_a} = \frac{567 \cdot 3{,}33}{33} \cong 57\ cm^2,$$

czyli szerokość kanału

$$a_g = \frac{5700}{248} \cong 23\ mm;$$

2) dla wlotu przy napełnieniu największem:

$$f_{e1} = \frac{F_w \cdot c_m}{v_{e1}} = \frac{567 \cdot 3{,}33}{38{,}5} \cong 49\ cm^2,$$

czyli odmyk kanału

$$a_1 = \frac{4900}{248} \cong 20\ mm.$$

Prędkość pary v_{e1} przyjęliśmy niezbyt dużą, ponieważ skok suwaka zmniejszy się przy napełnieniu normalnem;

3) dla wlotu przy napełnieniu normalnem:

$$f_{e2} = \frac{F_w \cdot c_m}{v_{e2}} = \frac{567 \cdot 3{,}33}{55} \cong 34{,}4\ cm^2,$$

czyli odmyk kanału

$$a_2 = \frac{3440}{248} \cong 14\ mm.$$

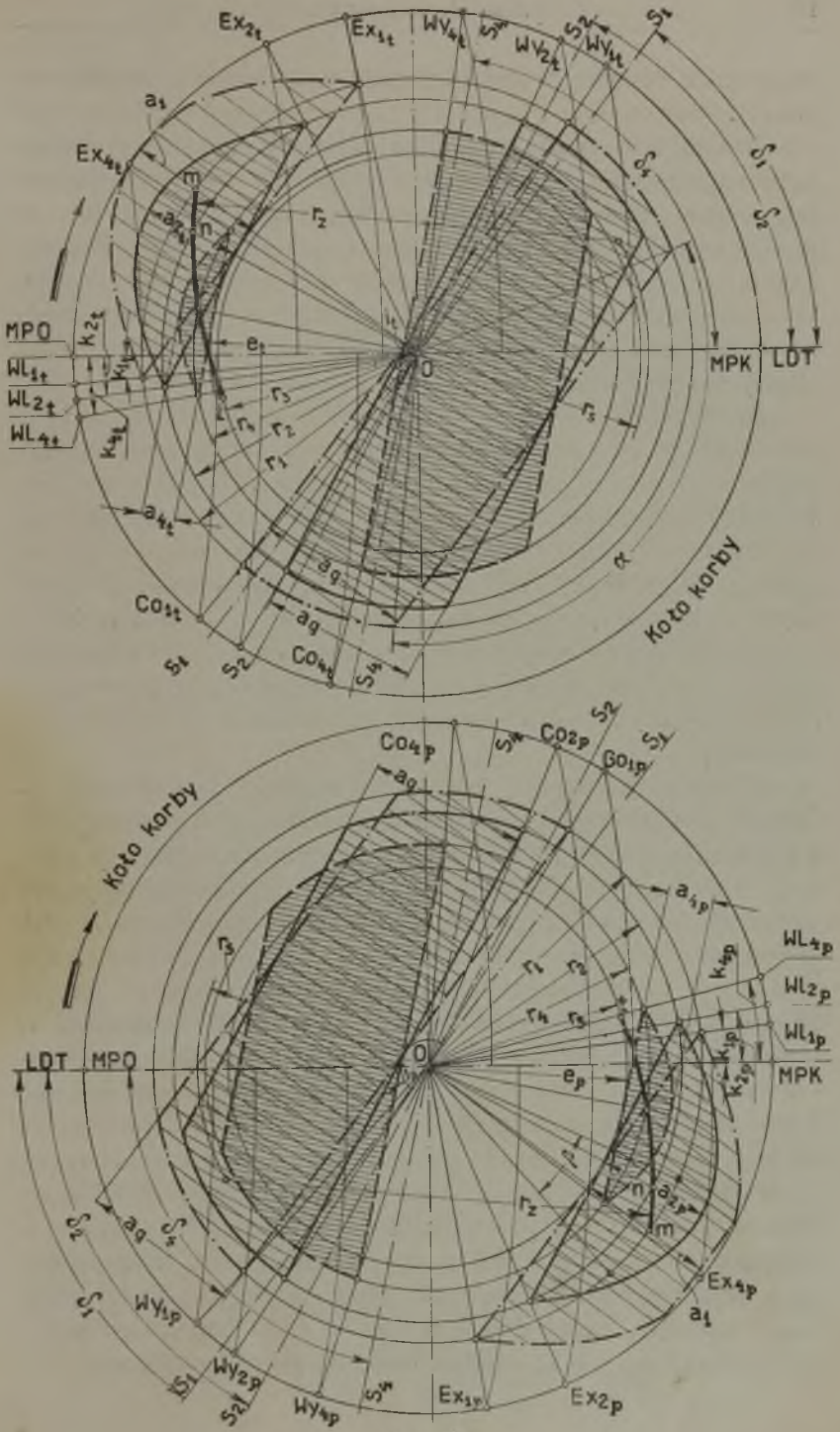
Stosownie do powyższych warunków, obieramy po szeregu prób regulator osiowy, posiadający wypadkową mimośrodowość największą $r_1 = 40$ *mm* i najmniejszą $r_3 = 29$ *mm*; — mimośrodowość oklinionego mimośrodu wynosi $r_s = 33{,}5$ *mm*, a rucho-

mego $r_z = 62$ *mm*. Wykres suwakowy (rys. 125) rysujemy w skali naturalnej, lub lepiej w większej np. 3 : 1 i badamy najpierw stronę odkorbową.

A. Strona odkorbowa.

Największe napełnienie Ex_{1t} po tej stronie przyjmujemy przy kącie $k_{1t} = 4{,}5^0$ dla wlotu przedzwrotowego. Mimośrodowość ma wynosić $r_1 = e_t + 0{,}5 \cdot a_1$. Przez połączenie punktu Wl_{1t} z punktem Ex_{1t} i poprowadzenie równoległej $S_1 — S_1$ do $Wl_{1t} — Ex_{1t}$ znajdujemy kąt przodowania $\delta_1 = 52^0 45'$, przysłonięcie wlotowe $e_t = 30$ *mm* i połowę szerokości kanału $0{,}5.a_1 = 10$ *mm*. Również otrzymujemy początek krzywej centralnej w punkcie *m*, ponieważ $m — O$ jest prostopadłą do $S_1 — S_1$. Osiągnięcie 00% napełnienia jest możliwe, bo $e_t > r_3$. Powyższe wyniki odpowiadają w zupełności wymiarom obliczonym, wobec czego rysujemy w wykresie suwakowym krzywą podwójnego otwierania kanału wlotowego. Następnie przyjmujemy przy napełnieniu największem 20% kompresji (Co_{1t}) i przez poprowadzenie linji $Co_{1t} — Wy_{1t}$ równolegle do linji $S_1 — S_1$ znajdujemy wylot przedzwrotowy $Wy_{1t} = 18\%$ oraz ujemne przysłonięcie wylotowe $(—i_t) \cong (— 2)$ *mm*. Odkładamy teraz po stronie wylotowej obliczoną szerokość kanału $a_g = 23$ *mm* i widzimy, że kanał ten w ciągu dość dużego kąta α jest otwarty na całej swej szerokości. W końcu kreślimy koło o najmniejszej mimośrodowości $r_3 = 29$ *mm* i krzywą centralną $m — t$.

Napełnienie normalne Ex_{2t} po stronie odkorbowej przyjmujemy około 32%, ponieważ będzie ono mniejsze po stronie kukorbowej i ponieważ podane napełnienie jest teoretycznem. Mimośrodowość r_2 dobieramy w ten sposób, aby linja $Wl_{2t} — Ex_{2t}$ była styczną do koła o promieniu $e_t = 30$ *mm* i prostopadłą do linji $n — O$. Jeśli mimośrodowość $r_2 = e_t + 0{,}5 \cdot a_{2t} = 37$ *mm*, to znajdujemy odmyk kanału wlotowego $0{,}5 \cdot a_{2t} = 7$ *mm*, co odpowiada obliczonemu $a_2 = 14$ *mm*; — kąt $k_{2t} = 7^0$, a kąt przodowania $\delta_2 = 61^0$. Następnie rysujemy krzywą podwójnego otwierania kanału wlotowego oraz linje $S_2 — S_2$ i $Wy_{2t} — Co_{2t}$ równolegle do linji $Wl_{2t} — Ex_{2t}$, przez co znajdujemy kompresję $Co_{2t} \cong 27{,}2\%$ i wylot przedzwrotowy $Wy_{2t} \cong 24{,}3\%$. Rysujemy teraz szerokość kanału wylotowego $a_g = 23$ *mm* i widzimy, że jest on przy napełnieniu



Ex2t
Ex1t
WY4t
WY2t
WY1t
a1
Ex4t
m
n
r2
MPO
WL1t
WL2t
WL4t
e1
O
MPK
LDT
r3
r4
r2
r1
r5
a4t
ag
Co1t
Co4t
Koło korby
Co4p
Co2p
Co1p
Koło korby
a4p
WL4p
WL2p
WL1p
LDT
MPO
O
MPK
ep
n
m
Ex4p
a1
WY1p
WY2p
WY4p
Ex1p
Ex2p

Rys. 125.

normalnem również w czasie dużego kąta korby całkowicie otwarty.

W celu stwierdzenia, czy kanał wlotowy zostaje przy mniejszem napełnieniu od normalnego dostatecznie otwarty, pożądane jest zaprojektowanie odnośnego wykresu suwakowego, np. w danym wypadku dla 10% napełnienia, przy którem znajdujemy kąt $k_{4t} = 10{,}5^0$, mimośrodowość $r_1 \cong 32{,}3$ *mm* i odmyk kanału $a_{4t} = 5$ *mm*. Ponieważ regulator zastosowany umożliwia osiągnięcie wyników potrzebnych po stronie odkorbowej, przeto przystępujemy do badania stawidła po stronie kukorbowej.

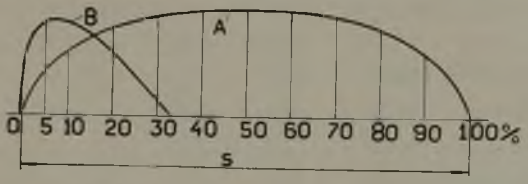
B. Strona kukorbowa.

Trudność w rozwiązaniu zadania polega na tem, że maszyna pracuje przy użyciu jednego suwaka ze stosunkowo niewielkiem napełnieniem, wobec czego kompresja musi być duża, aby nie otrzymać zbyt dużego wylotu przedzwrotowego i ujemnego przysłonięcia wylotowego; — nieduże ujemne przysłonięcie wylotowe, jak w danym wypadku $i_t = 2$ *mm*, jest dopuszczalne przy dużej liczbie obrotów maszyny. Oczywiście końcowe ciśnienie kompresyjne nie może, nawet przy napełnieniach mniejszych od normalnego, przekraczać ciśnienia pary dolotowej.

Przy dużej kompresji nie jest, z względu na możliwość uderzeń w mechanizmie, dopuszczalny duży wlot przedzwrotowy (patrz koniec § 2). Ponieważ przy użyciu regulatora osiowego o wybranej krzywej centralnej wlot przedzwrotowy wzrasta przy mniejszych napełnieniach, przeto obieramy po stronie kukorbowej dla napełnienia największego kąt korbowy $k_{1p} = 6{,}5^0$, więc nieznacznie większy niż po stronie odkorbowej. Kreśląc z punktu Wl_{1p} przy mimośrodowości r_1 równoległą do linji $S_1 - S_1$, znajdujemy największe napełnienie $Ex_{1p} = 37\%$ oraz przysłonięcie wlotowe $e_p = 29$ *mm*. Ta duża różnica napełnień po obu stronach tłoka jest dopuszczalna ze względu na dużą liczbę obrotów maszyny. Ponieważ $r_1 = 40$ *mm* i połowa kanału wlotowego w tulei suwakowej $0{,}5 \cdot a_1 = 10$ *mm*, przeto kanał jest na całej swej szerokości otwarty w czasie, w którym korba maszyny przebiega kąt β. Przyjmując przy największem napełnieniu $Wy_{1p} = 18{,}8\%$, znajdujemy $Co_{1p} = 20{,}3\%$ i przysłonięcie wylotowe $i_p = 4$ *mm*; — następnie kreślimy szerokość kanału wylotowego $a_g = 23$ *mm*.

Krzywą centralną m — t układamy po stronie kukorbowej tak samo jak po odkorbowej. Ponieważ mimośrodowość najmniejsza $r_3 = e_p = 29$ *mm*, przeto osiągnięcie 00% napełnienia jest w krańcowem położeniu regulatora także możliwe.

Dla napełnienia normalnego rysujemy koło mimośrodu o promieniu $r_2 = 37$ *mm*, które przecina krzywą centralną w punkcie n. Prowadząc prostopadle do linji n — O, a stycznie do koła o promieniu e_p i równolegle do wykreślonej pod kątem δ_2 linji S_2 — S_2 linję Wl_{2p} — Ex_{2p}, znajdujemy napełnienie normalne $Ex_{2p} \cong 26{,}5\%$ i kąt $k_{2p} \cong 10^0$. Ponieważ połowa kanału w gładzi suwakowej cylindra wynosi 0,5 . $a_1 = 10$ *mm*, przeto odmyk połowy kanału wynosi 0,5 . $a_{2p} = 8$ *mm*,



Rys. 126.

jak to w wykresie wykazuje krzywa otwierania kanału wlotowego. Kreśląc linję Wy_{2p} — Co_{2p} stycznie do koła o promieniu i_p i równolegle do linji S_2 — S_2, znajdujemy $Wy_{2p} = 24{,}9\%$ i $Co_{2p} = 26{,}6\%$; — w końcu odkładamy $a_g = 23$ *mm*.

Przy poprzednio obranej mimośrodowości $r_4 = 33{,}2$ *mm* otrzymujemy po stronie kukorbowej 9% napełnienia, kąt korbowy $k_{4p} = 14^0$ i odmyk kanału $a_{4p} = 6{,}7$ *mm*.

Z powyższego wynika, że dobraliśmy regulator osiowy odpowiednio do obliczonych wymiarów suwaka, które pożądane jest zestawić na rysunku w tabelce.

Teraz musimy jeszcze stwierdzić, czy przyjęta dla napełnienia normalnego prędkość wlotowa $v_e = 55$ *m/sek* nie powoduje za dużego dławienia pary. W tym celu rysujemy krzywą (rys. 126) koniecznych odmyków kanału wlotowego. Krzywą tę obliczamy dla prędkości pary $v = 75$ *m/sek*. Największa prędkość tłoka dla nieskończenie długiego korbowodu wynosi:

$$c_{max} = \frac{s \,.\, \pi \,.\, n}{60} = \frac{0{,}4 \,.\, \pi \,.\, 250}{60} \cong 5{,}24 \text{ m/sek.}$$

Prędkości tłoka w położeniach:

40% i 60% drogi tłoka $0{,}98 . c_{max} = 5{,}15$ *m/sek*,
30% i 70% „ „ $0{,}92 . c_{max} = 4{,}83$ *m/sek*,
20% i 80% „ „ $0{,}8 . c_{max} = 4{,}2$ *m/sek*,
10% i 90% „ „ $0{,}6 . c_{max} = 3{,}15$ *m/sek*.

Mając te prędkości, znajdujemy konieczne wolne przekroje dla pary w miarę posuwania się tłoka ze wzoru:

$$f_x = \frac{F_w . c_x}{v} = \frac{567 . c_x}{75} \simeq 7{,}56 . c_x.$$

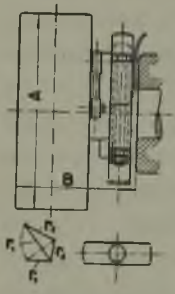
Znajdując poszczególne f_x i dzieląc je przez ogólną wysokość okienek $h = 248$ *mm*, otrzymujemy konieczne odmyki kanału wlotowego w gładzi suwakowej cylindra odpowiednio do położenia tłoka. Dane te podajemy w następującej tabelce.

$c_x =$	5,24	5,15	4,83	4,2	3,15 *m/sek*,
$f_x =$	39,6	38,9	36,5	31,7	23,8 cm^2,
$a_x =$	16	15,7	14,7	12,78	9,6 *mm*.

Na podstawie tych danych otrzymujemy krzywą koniecznych odmyków (krzywa *A* rys. 126), rzeczywiste zaś odmyki przy napełnieniu normalnem charakteryzuje krzywa *B*, wyrysowana na podstawie wykresu suwakowego dla napełnienia normalnego.

§ 37. GŁÓWNE WYMIARY WYKONYWANYCH REGULATORÓW OSIOWYCH.

Ponieważ regulatory osiowe sprowadza się zwykle z wytwórni specjalnej, przeto podajemy dla zorjentowania się w poniżej umieszczonej tabelce główne wymiary (rys. 127) regulatorów Proell'a; — wielka różnorodność wymiarów wskazuje na to, że przy projektowaniu stawidła konieczne jest porozumienie się z wytwórnią regulatorów osiowych.



Rys. 127.

W tabelce oznacza:

r_s = mimośrodowość stałego mimośrodu,
r_z = mimośrodowość przestawianego mimośrodu,
r_1 = wypadkową mimośrodowość największą,
r_3 = wypadkową mimośrodowość najmniejszą,
A = zewnętrzną średnicę regulatora, B = szerokość regulatora i mimośrodu. Regulatory o większych wymiarach A i B posiadają większą siłę przestawiania, a numery zaopatrzo-

ne w znak * odnoszą się do regulatorów, umieszczonych n i e na końcu wału.

L. P.	r_4	r_2	r_3	r_1	*A*	*B*
1	9	14	8	17	300	360
2	13	21	12	25	470	180
3	13	20,5	14,5	27,5	350—400—450	215—240—265
4	15	22	17,5	30	620	190
5	16	25	17,5	33	400—450—500	240—265—290
6*	16	25	20	33	480	220
7*	18	28	23,5	37	630	235
8	19	30	21	39	450—500—570	265—290—355
9*	20	31	26	41	800	290
10*	20	30	19	37	480—550	400—500
11	23	29	35	46	480	555
12	23	35	24	46	500—570—600	290—355—335
13	25	38	26	50	570 - 600—700	355—335—390
14*	26	38	24,5	50,5	950	585
15	27	41	28	54	600—700—800	335—390 - 440
16	28	27	40	52,5	500	290
17*	30	43	27	54	800	540—610
18	32	40	49	64	630	615
19	32	49	33,5	64	700—800—890	390—440—655
20	34	33.5	48,5	64	600	335
21*	35	55	36	64	1100	930
22	37	57	39	74	800—890	4'0—555
23	39	60	41	78,5	890—975	600—720
24	40	39	57	75	700	390
25	41	53	64,5	83	800	710
26*	41	60	37,7	74,5	975	685
27	46	70,5	48	92	1150	710—840
28	48	47	68,5	90	825	430
29	50	64	78	101	975	785
30*	50	74	46,5	91,5	1150	817
31	58	58	83,5	110	950	475
32	59	76	93	120	1150	920
33	69	68	98,5	130	1100	520