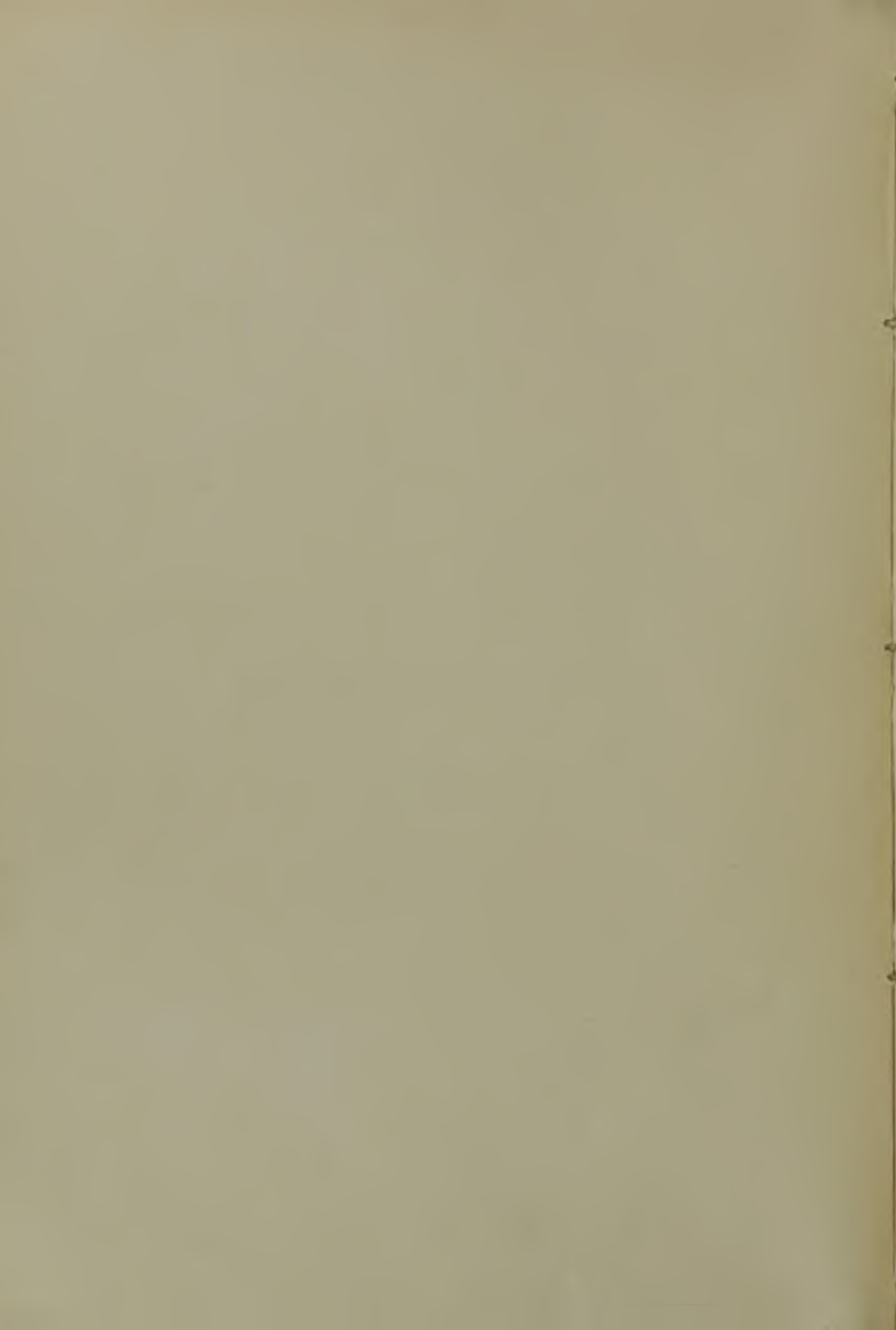


STAWIDŁA ZAWOROWE



Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI
PROFESOR POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

STAWIDŁA MASZYN PAROWYCH

Część II.

STAWIDŁA ZAWOROWE

WARSZAWA, 1937

Nakładem Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

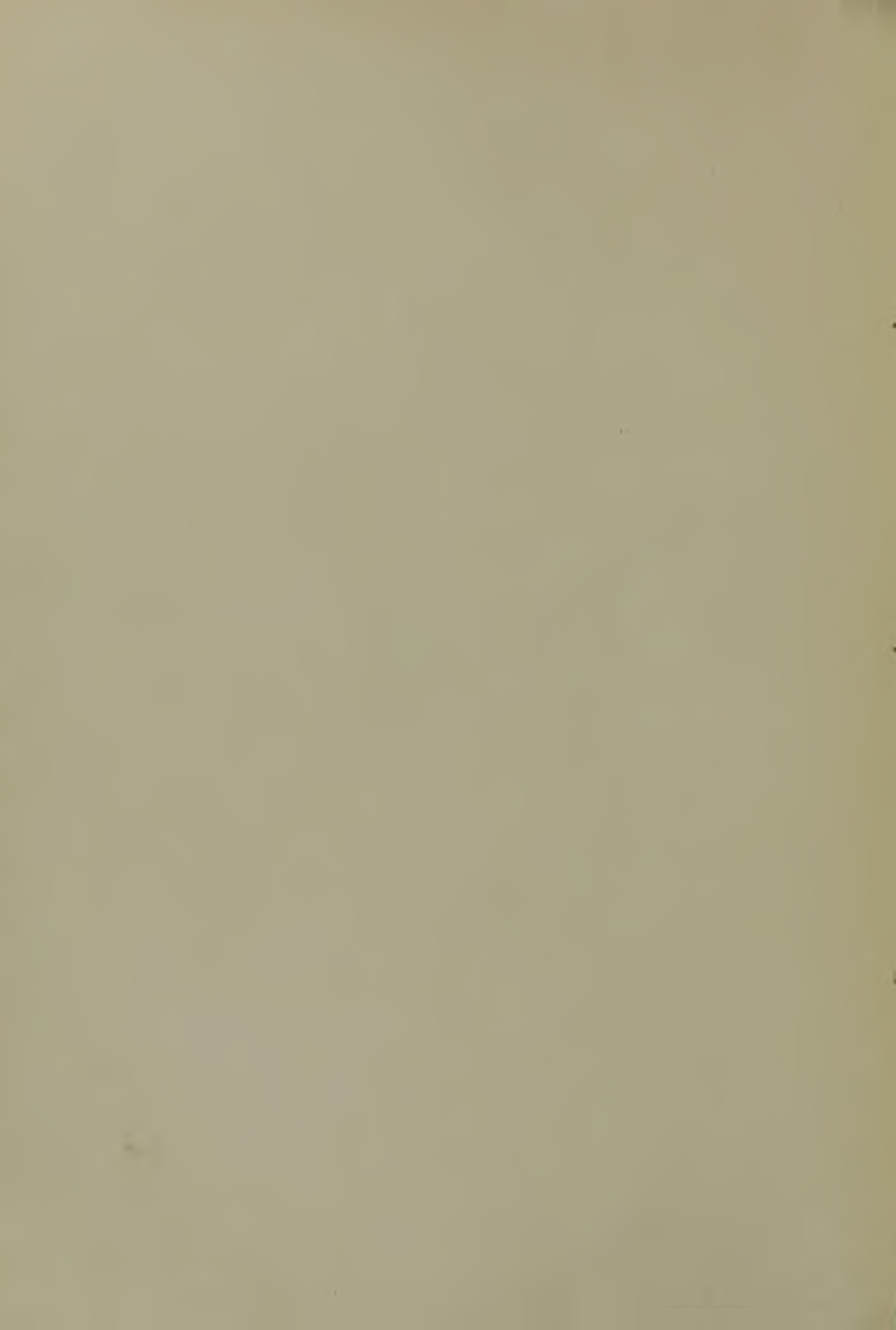
Wszelkie prawa przedruku
i tłumaczeń zastrzeżone.

Z powodu prac w innych dziedzinach ukazuje się dopiero obecnie część II książki p. t. „Stawidła maszyn parowych“, w której przedstawiłem stawidła zaworowe i nawrotne.

*Na tym miejscu składam najserdeczniejsze podziękowanie za współpracę, w szczególności za zaprojektowanie i wykonanie rysunków pp. inżynierom: Oskarowi Ogurkowi, Antoniemu Zozulińskiemu, Zdzisławowi Nowakowskiemu i Wacławowi Brzezińskiemu, asynten-
tom Politechniki Warszawskiej, a za wydanie książki Zarządowi Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.*

AUTOR.

Warszawa, w maju 1937 r.

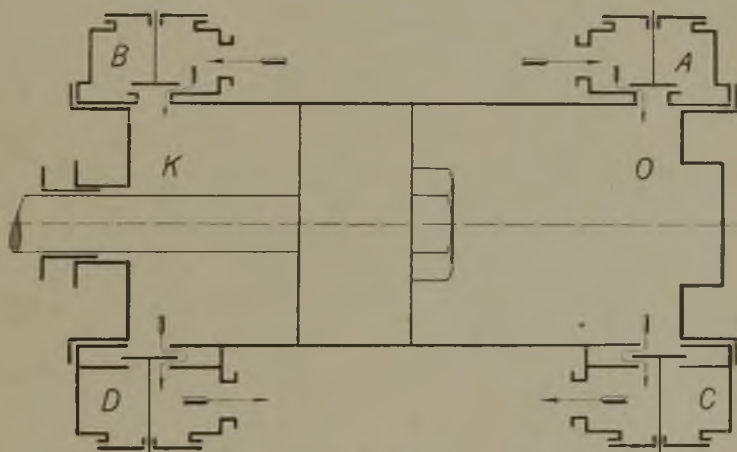


T R E Ś Ć .

	<i>str.</i>
§ 38. Rodzaje zaworów	177
§ 39. Układy zaworów w cylindrze	182
§ 40. Obliczanie zaworów	195
§ 41. Konstrukcja zaworów rurowych i ich gniazd	206
§ 42. Specjalne konstrukcje zaworów	215
§ 43. Napęd zaworowego mechanizmu stawidłowego	220
§ 44. Rodzaje zaworowego mechanizmu stawidłowego	225
§ 45. Stawidła krzywkowe	227
§ 46. Przykład obliczania kształtu krzywki	233
§ 47. Stawidła biegunowe	242
§ 48. Projektowanie stawideł biegunowych	253
§ 49. Stawidła krzywiznowe	259
§ 50. Przykład projektowania kształtu krzywizny	272
§ 51. Stawidła krzywiznowe w połączeniu z regulatorem osiowym	282
§ 52. Stawidła z kierownicami	294
§ 53. Stawidła wychytowe	301
§ 54. Stawidła nawrotne	310
§ 55. Stawidła jarzmowe	311
§ 56. Stawidła nawrotne z kierownicą	315
§ 57. Stawidła kształtówkowe	317
§ 58. Konstrukcja części stawidłowych	325
§ 59. Stawidła dyfuzorowe	330

§ 38. RODZAJE ZAWORÓW.

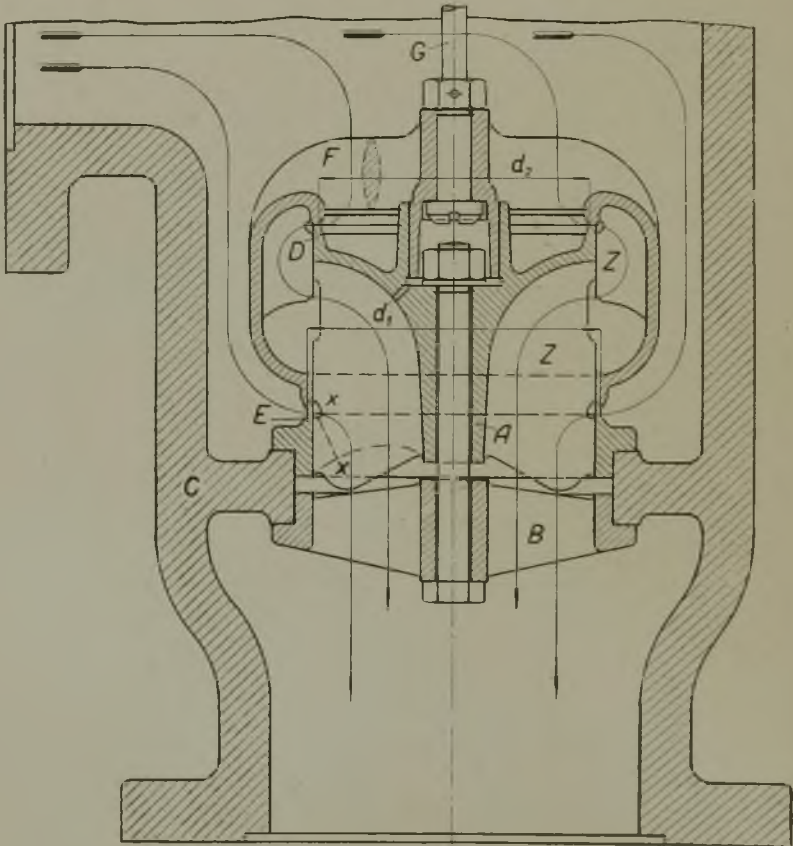
Zasadniczą różnicę pomiędzy stawidłami suwakowymi i zaworowymi podano w § 4. Stawidła zaworowe są najczęściej rozpowszechnione w maszynach parowych o średniej i większej mocy (powyżej około 70 KM), które pracują z mniejszą liczbą obrotów od około 180 na minutę, a mają odznaczać się możliwie małym zużyciem pary i dobrą regulacją. W szczególności stosuje się je ze względu na zbędność smarowania gładzi suwakowej cylindra przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej i przy parze przegrzanej.



Rys. 128.

Stawidła zaworowe posiadają zwykle cztery drogi pary do cylindra. Dzięki temu można, pomimo rzeczywistej długości korbowodu i drążka mimośrod, osiągnąć wymagany dla każdej strony cylindra rozrząd pary. Obecnie najczęściej rozpowszechniony układ zaworów w cylindrze maszyny parowej widzimy na schematycznym rysunku 128. Na każdym

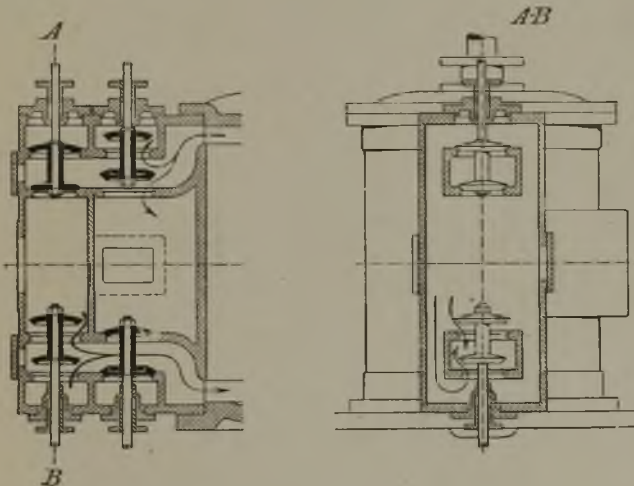
końcu cylindra znajdują się dwa zawory, mianowicie w górnej części cylindra zawory wlotowe *A* i *B*, a w dolnej — zawory wylotowe *C* i *D*. Zawory otrzymują za pomocą odpowiedniego mechanizmu napęd tego rodzaju, aby uzyskać prawidłowy rozrząd pary, np. w czasie napełnienia po stronie odkorbowej *O* i wylotu pary po stronie kukorbkowej *K* zawory *A* i *D* są otwarte, natomiast *B* i *C* — zamknięte. Na rys. 128 przedstawiono zawory jednosiedzeniowe, które wynalazca przemysłowej maszyny parowej, James Watt, stosował od r. 1780 do 1810. Jednosiedzeniowe zawory nie są odciążone, skutkiem czego mechanizm stawidłowy musi przy otwieraniu ich przewyciężyć opór, powstały przez działanie ciśnienia pary na zawór. Przy niskim ciśnieniu pary, z jakim



Rys. 129.

pracowały maszyny Watt'a, opór ten nie był zbyt duży, wobec czego nie zachodziły w ruchu trudności. Zawory jednosiedzeniowe można także stosować przy wysokich ciśnieniach pary, jeżeli zawór posiada bardzo małe wymiary lub też jest znacznie odciążony przez wysoką kompresję.

Mimo to już około r. 1800 powstała myśl budowy zaworów odciążonych. Starał się ją urzeczywistnić Hornblower w postaci dwusiedzeniowych zaworów, którym Woolf około r. 1804 nadał kształt dzwonowego zaworu (rys. 129). Sterujący organ ten składa się z gniazda *A*, przytwierdzonego przy pomocy śruby i mostka *B* do skrzynki zaworowej *C*. Ostatnia może być przyśrubowana do cylindra lub też tworzyć z nim jedną całość. Na siedłach gniazda *D* i *E* spoczywa w stanie zamkniętym zawór dzwonowy *F*, połączony z trzonem *G*, uruchamianym przez mechanizm stawidłowy. W czasie ruchu zawór jest prowadzony żebrami *Z*, a przepływ pary wskazują strzałki. Nieodciążoną częścią tego zaworu jest powierzchnia $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$, wobec czego nie jest on całkowicie odciążony.

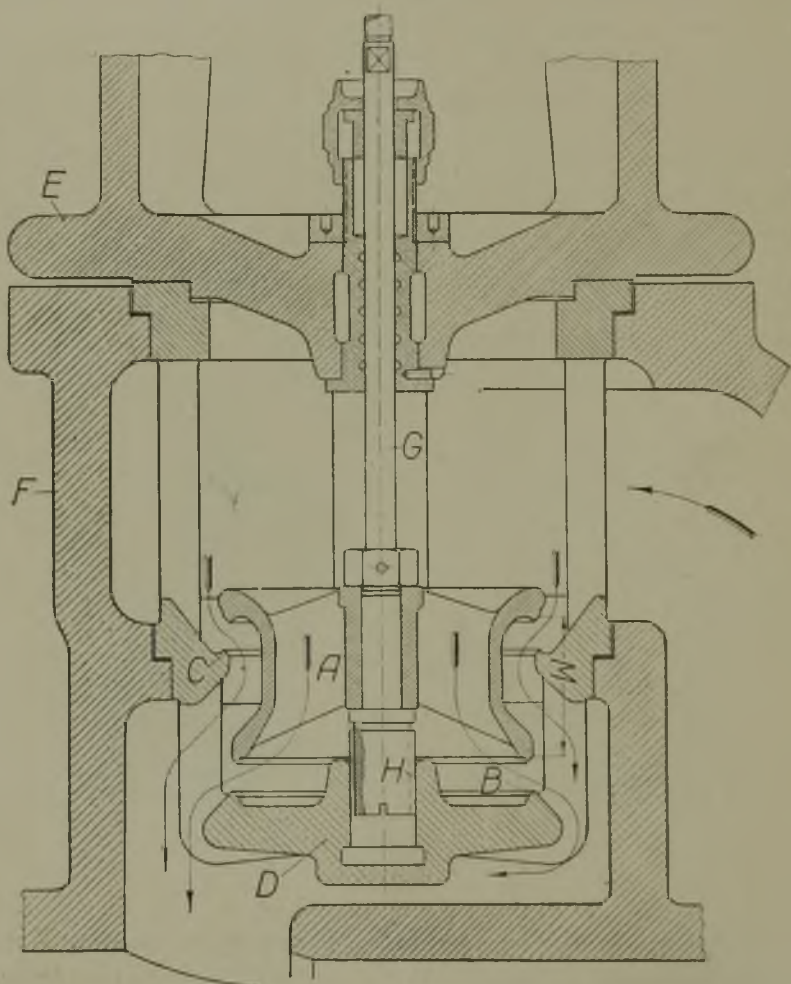


Rys. 130.

Zawór dzwonowy znajduje się zewnątrz gniazda. Z tej przyczyny część ruchoma, która powinna być możliwie lekką, jest w rzeczywistości ciężką, zwłaszcza że zawory te wyko-

nywano dawniej z brązu. Oprócz tego budowa zaworów dzwonych jest kosztowna, przytwierdzenie ich do skrzynki zaworowej—uciażliwe, a często powstawały pęknięcia gniazd podług linii $X-X$, jeżeli żebro wykonano podług linii $- \cdot -$. Wobec wymienionych trudności zaprzestano budowy tych zaworów po wprowadzeniu zaworów rurowych jako organów sterujących maszyną parową

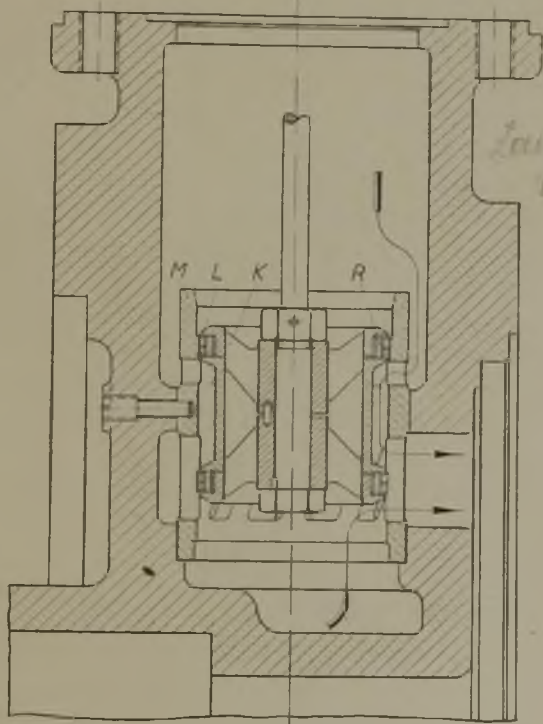
Również dwugrybkowe zawory odciążone (rys. 130) były rozpowszechnione tylko przez stosunkowo krótki



Rys. 131.

okres czasu w Ameryce, ponieważ, jak wynika z rysunku, wymagają one bardzo złożonej i kosztownej skrzynki zaworowej, której kształt pod względem cieplnym jest niekorzystny.

Najwięcej rozpowszechnionym wewnętrznym organem stawidłowym jest obecnie zawór rurowy (rys. 131), wprowadzony w r. 1867 przez Charles Brown'a, konstruktora fabryki Sulzera w Winterthur. Zawór *A* jest w stanie zamkniętym przyciskany ciśnieniem pary do siodeł *B* i *C* gniazda *D*, które zwykle kołnierz nasady *E* przytwierdza za pomocą śrub do cylindra *F*. Uruchomienie zaworu uzyskuje się za pomocą zewnętrznego mechanizmu, działającego na trzon *G*. Przepływ pary przy otwartym zaworze wskazują strzałki. W czasie ruchu zawór musi być prowadzony w gnieździe, co można uzyskać w różny sposób, np. przy pomocy prowadnicy *H*. Ponieważ ruch zaworu odbywa się



Rys. 132.

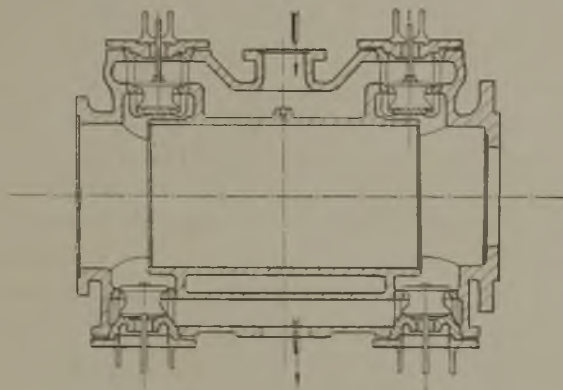
prostopadle do siodeł B i C , przeto przy jego osiadaniu na nich następuje pewne uderzenie. W celu zmniejszenia uderzenia trzeba stosować zewnętrzny mechanizm stawidłowy, który powoduje powolne osiadanie zaworu na siodłach;—ostatnie jest jednakże połączone ze stratami z powodu dławienia pary. Szczelność zaworu rurowego zależy przede wszystkim od szczelności jego siodeł, które z tego względu powinny być doszlifowane. Zawór rurowy, posiadający wysokość W , wydłuża się jednak pod wpływem działania wysokiej temperatury pary niezupełnie w tej samej mierze co jego gniazdo. Skutkiem tego jest on często niezupełnie szczelny, co tworzy jego największą wadę.

Większą szczelność od zaworów rurowych posiadają zawory tłoczkowe (rys. 132). W rzeczywistości są to całkowicie odciążone suwaki tłokowe, a nazywa się je zaworami, ponieważ są wykonywane w liczbie czterech dla każdego cylindra, oraz posiadają podobny układ (przeważnie pionowy) i podobny zewnętrzny mechanizm stawidłowy, jak zawory rurowe. W zaworze tłoczkowym K uzyskuje się uszczelnienie za pomocą pierścieni rozprężnych R , dociskających rozcięte pierścienie L do nieruchomej tulei M . Zawór ten nie osiada nigdy na siodłach, a jego powierzchnie uszczelniające ślizgają się po tulei M , sterując znajdujące się w niej kanały przepływowe. Wobec tego może on szybko, bez powodowania dławienia pary, być doprowadzony w swe krańcowe położenie i może być używany nawet przy dużej liczbie obrotów maszyny, bo nie zachodzi obawa powstawania silnych uderzeń zaworu o siodła. Również jest on odpowiedniejszy przy bardzo wysokich ciśnieniach pary dolotowej, których dwusiedzeniowy zawór rurowy nie może opierać, natomiast sprawia on pewne trudności w ruchu z powodu pierścieni uszczelniających, o czym będzie mowa w § 42.

§ 39. UKŁADY ZAWORÓW W CYLINDRZE.

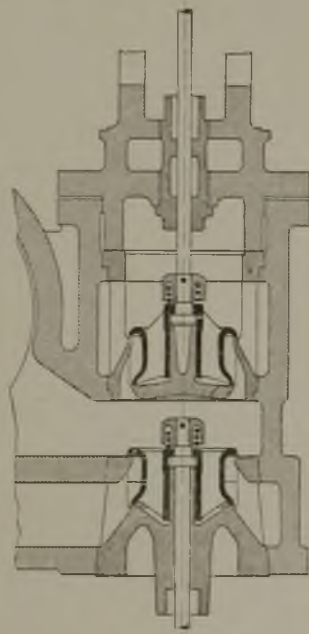
Najczęściej spotykany układ zaworów rurowych w cylindrze maszyny parowej ustroju leżącego widzimy na rys. 133. Zawory w układzie pionowym, umieszczone w gniazdach, znajdują się w skrzynkach, przyłączonych do cylindra, miano-

wicie wlotowe w górnej, a wylotowe w dolnej jego części. Odległość pomiędzy zaworami wlotowymi jest zwykle

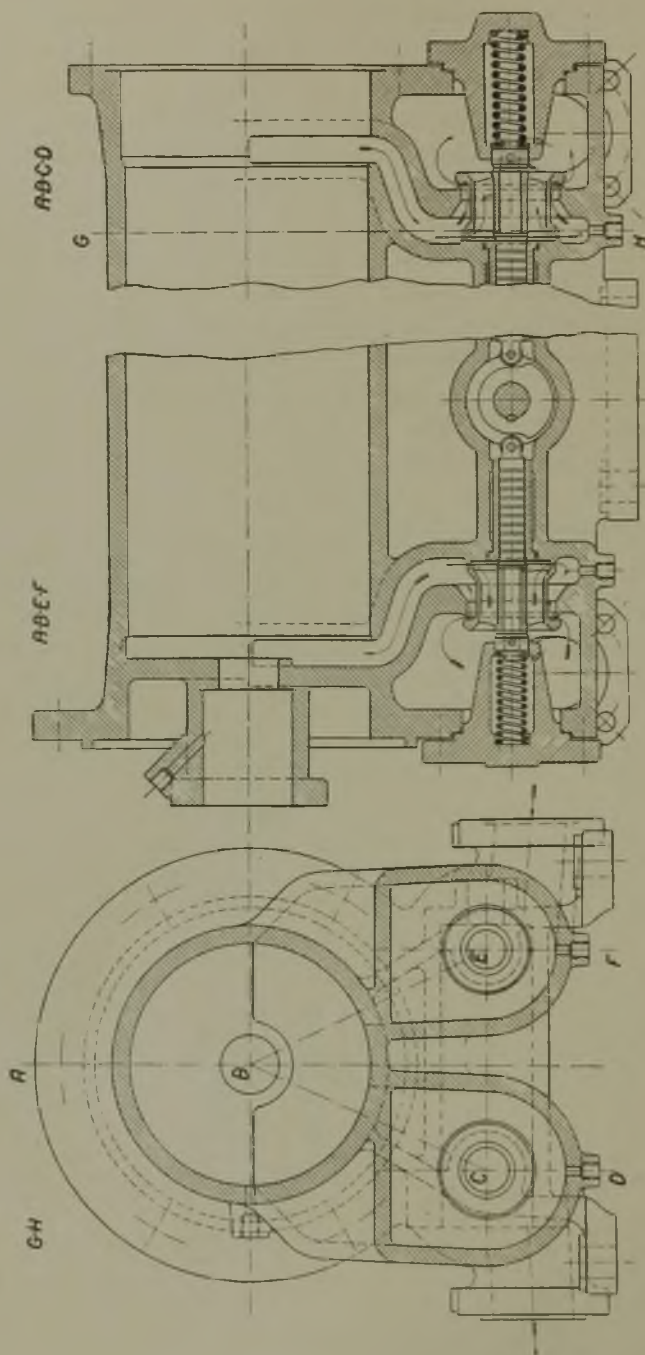


Rys. 133.

mniejsza od odległości pomiędzy wylotowymi, aby móc w sposób dogodny przeprowadzić za pomocą odpowiedniego mechanizmu działanie regulatora na stawidła wlotowe. Układ ten odznacza się prostą konstrukcją cylindra, natomiast po-



Rys. 134.

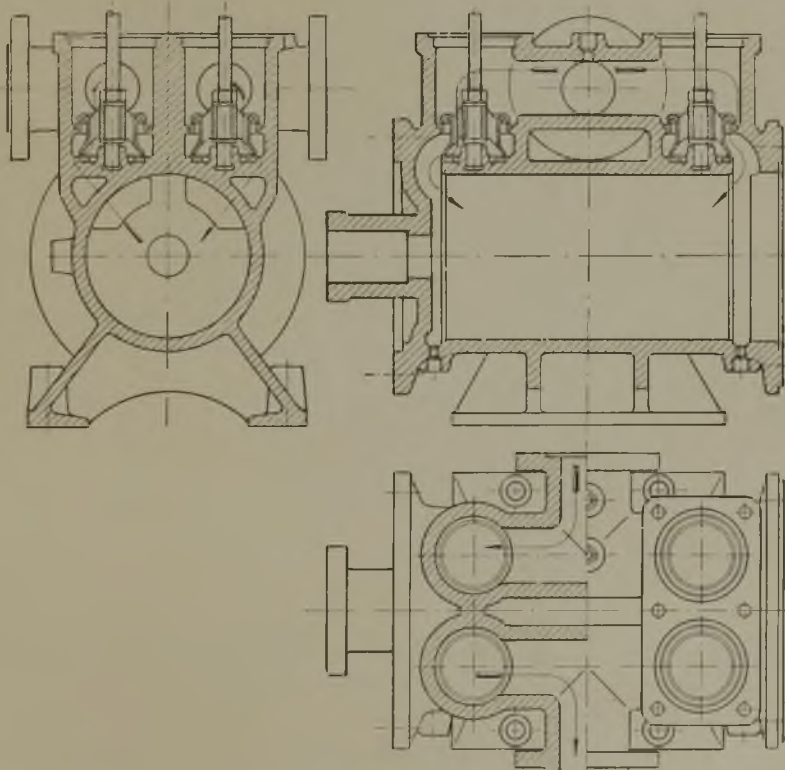


Rys. 135.

siada tę słabą stroną, że szkodliwe powierzchnie i przestrzenie są dość duże; — oprócz tego para świeża w czasie jej wlotu do cylindra ochładza się częściowo o ścianki wlotowej skrzynki zaworowej.

Obecnie nie umieszcza się zaworów rurowych w skrzynkach przyłączonych lub przyśrubowanych z boku do cylindra (rys. 134). Budowa ta powoduje bardzo dużą szkodliwą przestrzeń i duże szkodliwe powierzchnie, oraz wymaga stosowania kanałów o płaskich ściankach, które są ze względów wytrzymałościowych niedopuszczalne przy wyższym od 8 at ciśnieniu pary dolotowej.

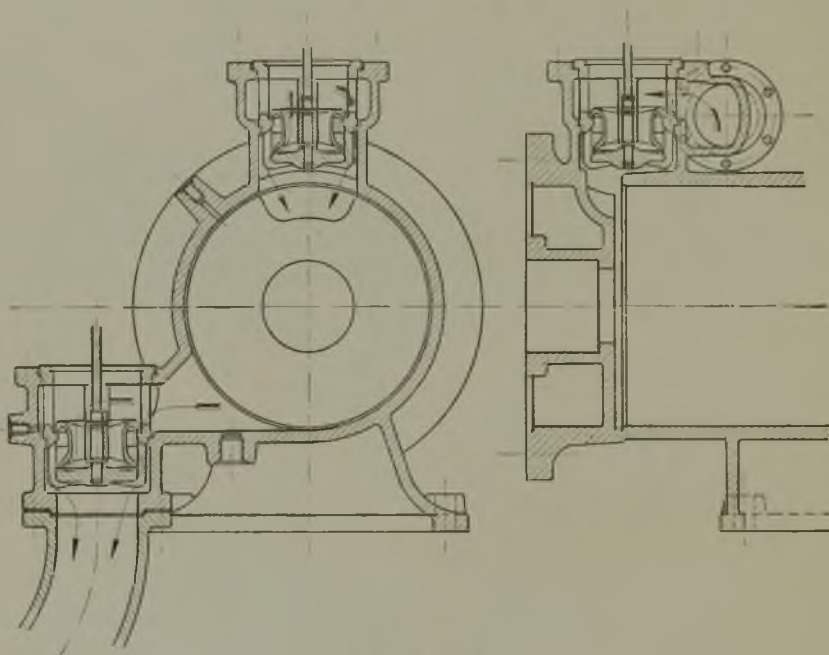
Również mało rozpowszechniony jest poziomy układ zaworów rurowych (rys. 135) w skrzynkach, przyłączonych do cylindra. Poziomo ułożone zawory powodują bowiem często w ruchu silnika duże trudności, czy to z powodu jednostronnego działania ciężaru zaworu na prowadnicę, czy też z po-



Rys. 136.

wodu nieszczelności. Ostatnie powstają znacznie łatwiej w układzie poziomym niż pionowym, ponieważ zawór pod wpływem jednostronnego działania swego ciężaru wybija nierównomiernie siodełka. W razie stwierdzenia nieszczelności doszlifowanie siodeł jest trudne, zwłaszcza jeżeli zawór, jak to widoczne z rys. 135, spoczywa nie w gnieździe, tylko bezpośrednio na materiale cylindra. Konstrukcję tę niezbyt korzystną stosują jednak niektóre fabryki, tak ze względu na zmniejszenie kosztów budowy maszyny jak i szkodliwej przestrzeni.

W niektórych wypadkach wskazane jest umieszczenie wszystkich zaworów w górnej części cylindra leżącego (rys. 136). Odwodnienie takiego cylindra jest jednakże nie-



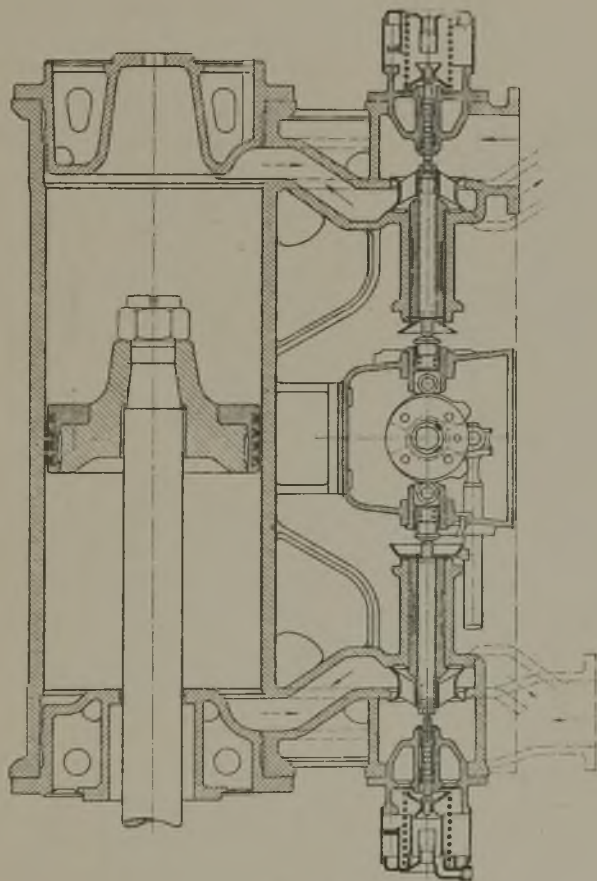
Rys. 137.

dostateczne, bo nie następuje przez zawory wylotowe. Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni siodełka stalowe są tutaj wprasowane w cylinder.

Układ zaprojektowany na rys. 137, w którym zawory wlotowe znajdują się u góry, a wylotowe z boku cylindra,

nie jest dotychczas stosowany. Nie ulega jednak wątpliwości, że podobny ustrój może być czasem korzystny, np. w lokomobilach; — umożliwia on odwodnienie cylindra przy każdym skoku tłoka.

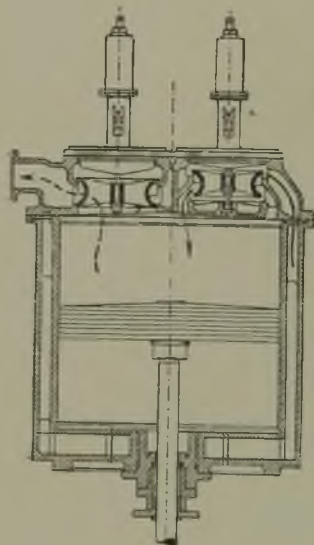
W cylindrach maszyn ustroju stojącego umieszcza się zawory rurowe przeważnie w skrzynkach, przyłączonych do cylindra (rys. 138). Budowa tego rodzaju posiada dość duże



Rys. 138.

szkodliwe powierzchnie i przestrzenie, skutkiem czego czasem umieszcza się zawory dla górnej części cylindra w jego górnej pokrywie (rys. 139).

Zawory tłoczkowe są najwięcej rozpowszechnione w układzie pionowym, wprowadzonym przez van den Kerchove'a (rys. 140). Zawory te znajdują się w łożach, zastępujących pokrywę, przez co uzyskuje się znaczne zmniejszenie szkodliwych powierzchni i przestrzeni, oraz zmniejszenie bezpośredniego ochładzania się pary dolotowej o skrzynkę zaworu wylotowego. W maszynie van den Kerchove'a zapo-



Rys. 139.

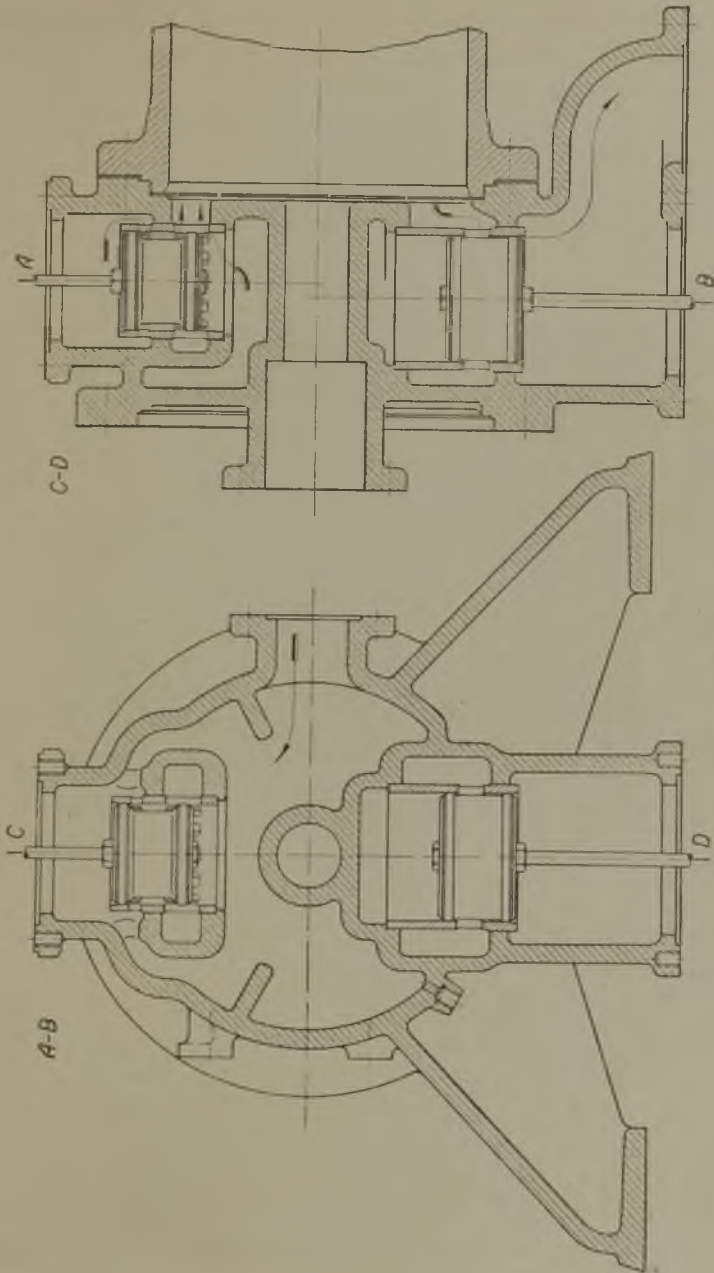
biega się oprócz tego skraplaniu wstępnemu pary przez ogrzewanie łoża płynącą parą dolotową, której dopływ do zaworu wlotowego uwidocznił na rysunku. Dzięki powyżej zaznaczonym zaletom, oraz dzięki szczelności i szybkiemu zamykaniu się zaworów tłoczkowych van den Kerchove uzyskał w swej maszynie bardzo małe zużycie pary na jednostkę wytworzonej mocy. Maszyna ta jest jednak kosztowniejsza od normalnej maszyny z zaworami rurowymi. Poza tym jest w niej trudniejszy dostęp do tłoka, który można jednak ułatwić przez zastosowanie przyrządu pozwalającego

przesuwanie tylnej łożki na płycie fundamentowej za pomocą kółka zębatego i zębátky. Kółko zębate przytwierdzone jest do łapy łożki, a zębátka znajduje się w płycie fundamentowej (rys. 140a).

Poziomy układ zaworów tłoczkowych, wprowadzony przez Frikart'a, nie posiada tych zalet, co układ ich pionowy. Jeżeli zawory, jak pokazuje rys. 141, znajdują się w skrzynkach, przylanych do cylindra, to otrzymujemy dość zawiły odlew cylindra, który łatwo pęka w ruchu silnika.

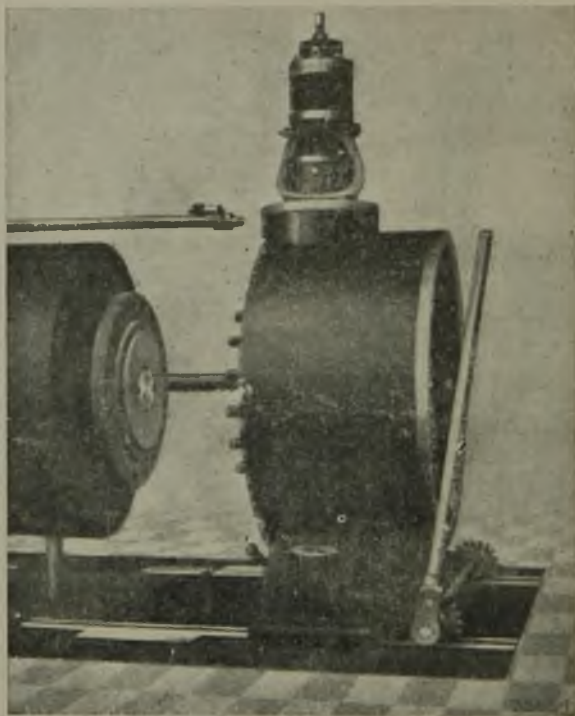
Poziomy układ zaworów tłoczkowych, stosowany w konstrukcjach Proell'a (rys. 142), jest bez wątpienia lepszy od budowy według rys. 141, trudno jednak uważać go za korzystniejszy od wypróbowanego układu van den Kerchove'a.

Najważniejsze zalety maszyny van den Kerchove'a, mianowicie ogrzewanie pokrywy cylindra płynącą parą dolo-



Rys. 140

tową oraz uzyskanie małej szkodliwej przestrzeni i powierzchni, wyzyskał prof. Stumpf w swej maszynie przelotowej (rys. 143). Cechą jej charakterystyczną jest zastąpienie zaworów wylotowych szczelinami, znajdującymi się w środku długości cylindra i sterowanymi przez tłok. Para,

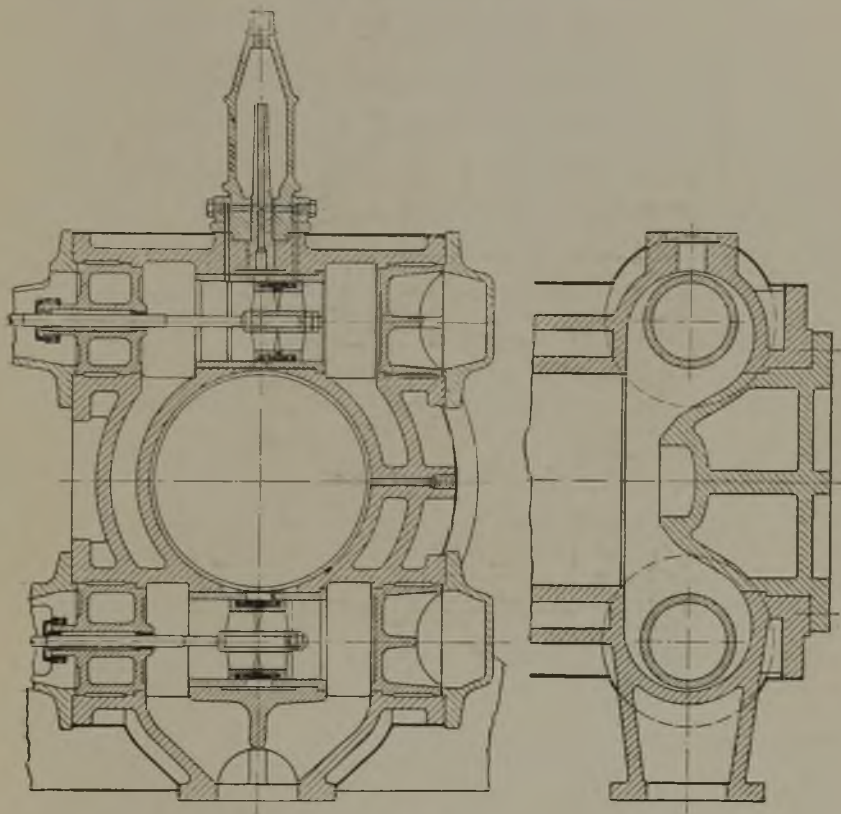


Rys 140a.

jak to wynika z rysunku, płynie wciąż w tym samym kierunku, czyli „przelatuje” przez cylinder.

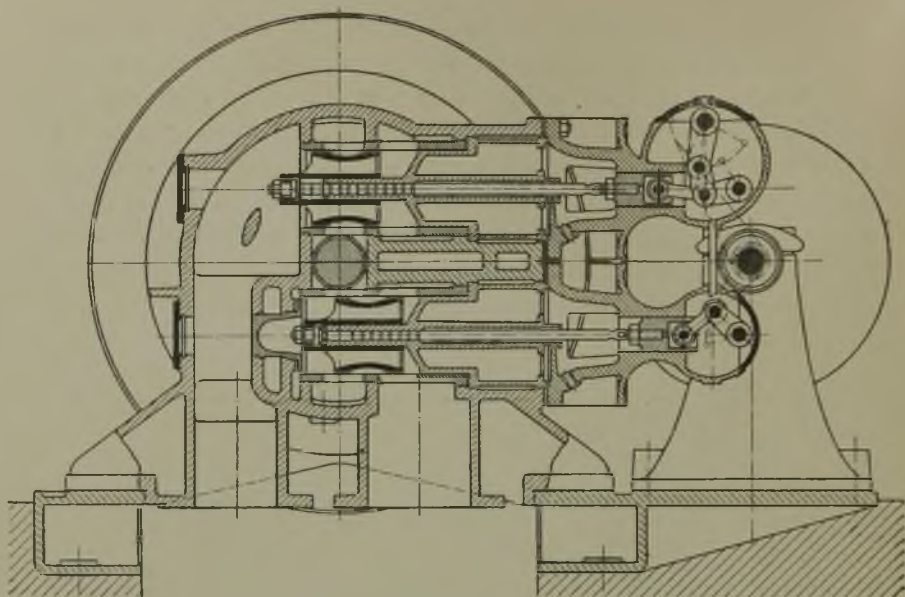
W przelotowej maszynie Stumpfa zawór wlotowy steruje wlot przedzwrotowy i napełnienie, natomiast tłok steruje wylot przedzwrotowy i kompresję. Ponieważ wylot przedzwrotowy wynosi w przybliżeniu 10%, przeto maszyna Stumpfa pracuje z kompresją wynoszącą około 90%, skutkiem czego musi pracować z kondensacją. Przy wysokiej próżni uzyskuje się też w maszynie Stumpfa o jednostopniowym rozprężaniu nie większe zużycie pary, niż

w maszynach o podwójnym rozprężaniu. Ten korzystny wynik osiąga Stumpf głównie dzięki wyzyskaniu zalet maszyny van den Kerchove'a i dzięki całkowitemu usunięciu organu wylotowego z przestrzeni napełnienia cylindra, przez co zmniejsza się szkodliwe powierzchnie i przestrzeń, a w mniejszej mierze dzięki „przelotowi pary”. Jednocylindrowa maszyna przelotowa pracuje oczywiście przy normalnym obciążeniu

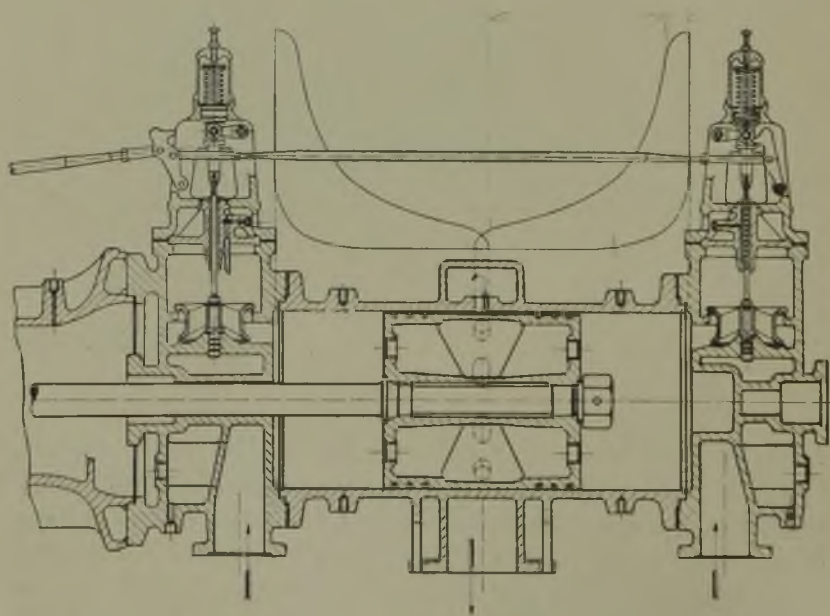


Rys. 141.

zeniu (patrz wykres rys. 143) z bardzo małym napełnieniem. Ostatnie musi być urzeczywistnione w bardzo krótkim czasie, zwłaszcza przy większej liczbie obrotów silnika. Zewnętrzny mechanizm stawidłowy ma więc trudne zadanie do spełnienia, bo nie powinien dopuszczać do silnych uderzeń zaworu o siedła i do zbyt dużego dławienia pary dolotowej. Z tej przyczyny przy obliczaniu zaworu maszyny Stumpha podług



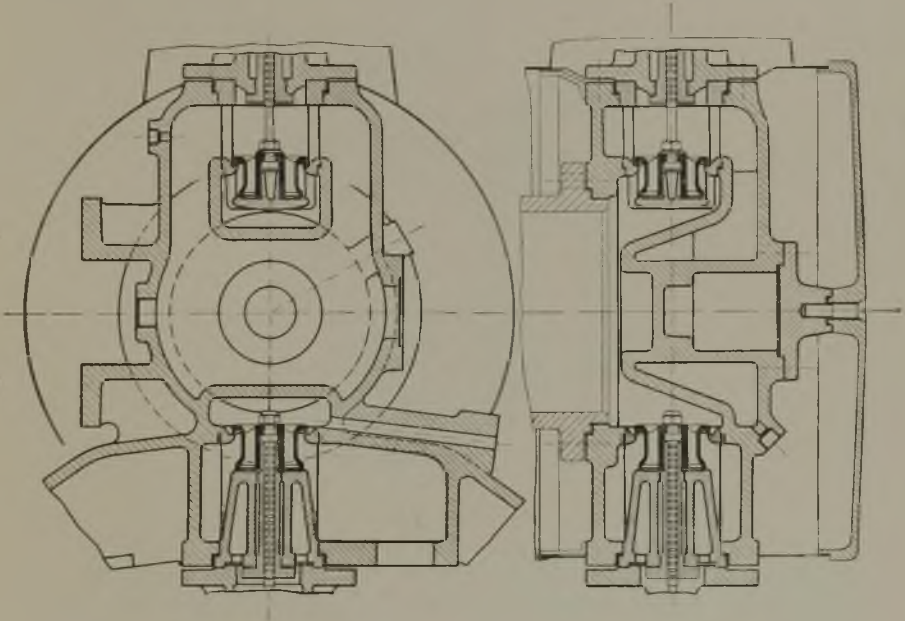
Rys. 142.



Rys. 143.

wzoru $F \cdot c_m = f_e \cdot v_e$ nie poleca się przyjmować zbyt dużej średniej prędkości wlotowej pary v_e (patrz § 3).

Zawór maszyny Stumpfa powinien być możliwie szczelny, ponieważ para, która przeszła przez niego z powodu nieszczelności, nie zostaje wyzyskana w cylindrze niskoprężnym, jak w silniku o podwójnym rozprężaniu pary. Z tego względu jak i w celu zmniejszenia szkodliwej przestrzeni prof. Stumpf stosował także jednosiedzeniowe zawory. Znaczne odciążenie ostatnich osiąga się przez wysoką kompresję,

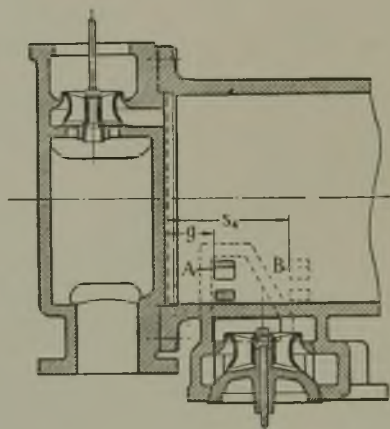


Rys. 144.

a szybkie otwieranie i zamykanie ich uskutecznia specjalnie obmyślany mechanizm stawidłowy. Celem uzyskania dobrej szczelności angielskie wytwórnie stosują w maszynach przetłowych także zawory tłoczkowe.

Pod wpływem korzystnych wyników rozchodu pary w maszynach van den Kerchové'a i Stumpfa konstruktorzy zastosowali podobne układy, używane dawniej w maszynach ze stawidłem Corliss'a, także do maszyn z zaworami rurowymi. Na rys. 144 widzimy taki układ, w którym zawory rurowe ułożone są w łbicach, ogrzewanych płynącą parą

dolotową. Dalszym ulepszeniem pod względem cieplnym jest budowa, przedstawiona na rys. 145, w której skrzynka zaworu wylotowego znajduje się częściowo lub całkowicie poza obrębem napełnienia cylindra, skutkiem czego zmniejsza się ochładzanie pary dolotowej i szkodliwa przestrzeń. W danym wypadku odległość g krawędzi A szczeliny wylotowej od krańcowego położenia tłoka ustalono ze względu na możliwość dociągnięcia nakrętek u śrub, łączących cylinder z łbicą. Otrzymuje się wtedy stosunkowo małą odległość g , przy której sterowanie wylotu przedzwrotowego i kompresji skuteczniejsza jest zawór wylotowy. Przy dopuszczalnym większym

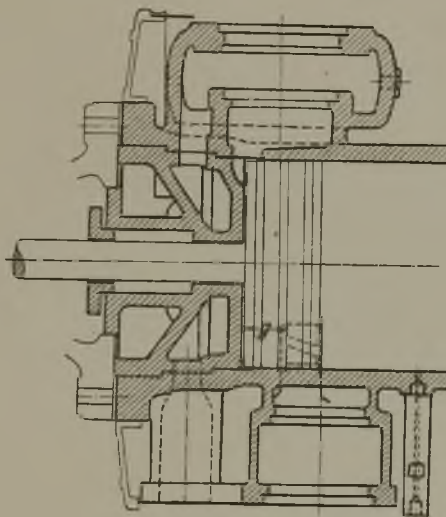


Rys. 145.

procencie kompresji można odsunąć szczeliny wylotowe od łbicy, np. aż do krawędzi B , jeżeli kompresja nie ma trwać dłużej, niż tłok przebiega drogę s_1 . W ten sposób uzyskuje się pewną korzyść, mianowicie wylotowa skrzynka zaworowa nie styka się wcale z parą świeżą, a styka się tylko w krótkim okresie ekspansji z parą o wysokiej temperaturze. O ile tłok nie ma spełniać funkcji organu sterującego, a spełniać ma ją zawór wylotowy, to ostatni nie może później zamykać się od chwili, w której końcowa krawędź tłoka w czasie skoku wydmuchowego przejdzie przez koniec szczeliny B . Równoczesne przechodzenie końcowej krawędzi tłoka przez krawędź B i zamykanie zaworu wylotowego stosuje się przeważnie przy pracy silnika z wydmuchem, natomiast przy pracy z kondensacją, która wymaga znacznie większej kom-

presji, zawór wylotowy zamyka się znacznie wcześniej, niż wspomniana krawędź tłoka dochodzi w jego drodze powrotnej do krawędzi *B*.

Rysunek 146 przedstawia inne konstrukcyjne rozwiązanie zasad, urzeczywistnionych w budowie ostatnio omawianej. Zamiast łbic zastosowano tutaj, ze względu na udogodnienie dostępu do tłoka, pokrywy ogrzewane płynącą parą dolotową, skutkiem czego zawór wlotowy znajduje się



Rys. 146.

w skrzynce, przylanej do cylindra. W celu osiągnięcia szczelności dwie powierzchnie każdej pokrywy (przednia może być też przylana do cylindra) muszą być doszlifowane do cylindra, co przy większej średnicy od około 600 mm może sprawiać dość duże trudności.

Ze względu na uzyskanie lepszej szczelności, niektóre wytwórnie używają w budowach, przedstawionych na rys. 145 i 146, zawory tłoczkowe w układzie pionowym lub poziomym jako organy wylotowe.

§ 40. OBLICZANIE ZAWORÓW.

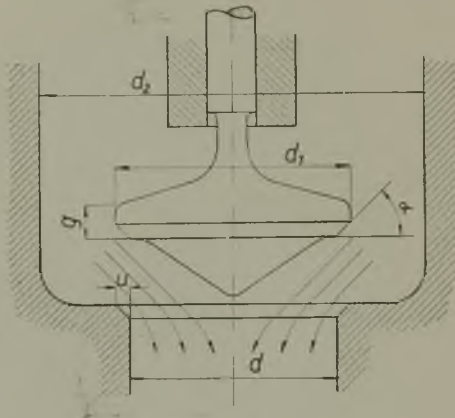
Wolne przekroje przepływowe zaworów oblicza się na podstawie wzorów, podanych w § 3, w którym zaznaczono

także średnie wartości dla prędkości pary v_e podczas wlotu i dla prędkości v_a podczas wylotu. Poszczególne, obecnie najczęściej używane w maszynach parowych rodzaje zaworów omówimy kolejno.

A. Zawory jednosiedzeniowe.

Potrzebną wielkość przekroju przepływowego w zaworze jednosiedzeniowym (rys. 147) obliczamy ze wzoru:

$$1) \quad f = \frac{F \cdot c_m}{v} \quad (\text{patrz § 3}).$$



Rys. 147.

Siodło zaworu jednosiedzeniowego jest zwykle pochylone pod kątem α , wynoszącym 45° , aby uzyskać łatwiejsze docieranie zaworu i lepsze podchwycenie uderzenia zaworu o siedło, wobec czego przekrój przepływowy wynosi:

$$2a) \quad f = \pi \cdot d \cdot h \cdot \cos \alpha = \frac{F \cdot c_m}{v}, \quad \text{jeśli przez } h \text{ ozna-$$

czymy skok zaworu; — przy siedle prostym przekrój ten wynosił by:

$$2b) \quad f = \pi \cdot d \cdot h = \frac{F \cdot c_m}{v}.$$

Drugostronnie przekrój przepływowy określony jest przekrojem rury o średnicy d , czyli:

$$3) \quad f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{F \cdot c_m}{v}.$$

Ze wzorów 2a) i 3), względnie 2b) i 3) wynika, że przy całkowitym wyzyskaniu przekroju rury o średnicy d należało by wykonywać skok zaworu:

4)
$$h = \frac{d}{4 \cdot \cos \alpha} \approx \frac{d}{3}$$
 przy siodle pochylonym pod kątem 45° , względnie:

5)
$$h = \frac{d}{4}$$
 przy siodle prostym.

Wzory 4) i 5) wskazują na to, że jednosiedzeniowy zawór musi posiadać bardzo duży skok, jeżeli przekrój o średnicy d ma być całkowicie wyzyskany. Ponieważ osiągnięcie dużego skoku zaworu za pomocą normalnego mechanizmu stawidłowego sprawia duże trudności, zwłaszcza w maszynach szybkobieżnych, przeto zwykle stosuje się mniejszy skok od wynikającego ze wzorów 4) i 5) (np. w silnikach spalinowych), a oblicza się wymiary zaworu jednosiedzeniowego podług wzoru 2a) względnie 2b), uzależniając średnicę zaworu od przyjętego skoku.

W maszynach parowych, w których na wlotowy zawór jednosiedzeniowy w chwili jego otwierania działa ciśnienie pary dolotowej, zależy nam jednak bardzo na możliwie małych jego wymiarach w celu osiągnięcia nie za dużego obciążenia mechanizmu stawidłowego, bo przez wysokie ciśnienie kompresyjne uzyskuje się tylko częściowe odciążenie zaworu. Z tej przyczyny, jak i w celu uzyskania możliwie małych powierzchni oraz przestrzeni szkodliwych pożądane jest w maszynie parowej możliwie całkowite wyzyskanie rury o średnicy d , czyli stosowanie zaworów o możliwie małej średnicy, co wymaga dużego skoku zaworu. Ostatni można osiągnąć nawet w krótkim czasie, jakiego wymagają małe napełnienia, za pomocą specjalnego mechanizmu stawidłowego, który np. stosuje prof. Stumpf w swej maszynie przelotowej. Należy też przypuszczać, że zawór jednosiedzeniowy ze względu na swą szczelność zdobędzie w maszynach parowych, pracujących z bardzo wysokimi ciśnieniami, znowu większe znaczenie.

Średnicę d_1 zaworu wykonywamy $d + 4$ aż do $d + 10$ mm w zależności od wielkości zaworu; — ze względu na możli-

wie najmniejsze obciążenie mechanizmu stawidłowego poleca się stosować możliwie wąską powierzchnię uszczelniającą u . Średnicę d_2 skrzynki zaworowej obliczamy ze wzoru:

$$6) \quad \frac{\pi}{4} \left(d_2^2 - d_1^2 \right) \geq 1,1 f: -$$

we wzorze tym dodaliśmy 10%, ponieważ ścianki skrzynki nie są obrobione.

Grubość g grzybka obliczamy ze wzoru:

$$7) \quad k_g = \frac{d^2 \cdot p^{at}}{4 \cdot g^2} \leq 450 \text{ kg/cm}^2, \text{ jeżeli grzybek wyko-}$$

nano ze stali zlewnej.

B. Zawory rurowe.

Zawory rurowe są w maszynach parowych obecnie najczęściej rozpowszechnione, ponieważ można w nich uzyskać z łatwością bardzo znaczne odciążenie.

Rurowy zawór wlotowy widzimy na rys. 148. Po przyjęciu prędkości pary v_e podług § 3 obliczamy potrzebny wolny przekrój przepływowy zaworu ze wzoru:

$$f_e = \frac{F \cdot c_m}{v_e}.$$

Przekrój otrzymany musimy, podobnie jak w maszynach suwakowych, po zaprojektowaniu mechanizmu stawidłowego skontrolować, celem przekonania się, czy dławienie pary nie jest zbyt duże (patrz § 48).

Ponieważ zawór rurowy posiada dwa siodła, przeto skok jego nie potrzebuje być zbyt duży, aby wyzyskać przekrój o średnicy d . Skutkiem tego dla obliczenia rurowego zaworu zwykle nie jest miarodajny skok jego największy, jak dla zaworu jednosiedzeniowego, lecz tylko wolny przekrój w rurze o średnicy d , któremu odpowiada pewien skok zaworu, nazywany skokiem normalnym h . W razie nastawienia przez mechanizm stawidłowy większego skoku od normalnego nie może jednak przez zawór przepłynąć więcej pary, niż dozwala jego średnica d . Jeżeli wprowadzimy oznaczenia, podane na rys. 148 i 149 oraz określimy przez x — ilość żeber w zaworze, przez l i s —

ich długość względnie grubość i przez h skok normalny zaworu, to wolny przekrój zaworu wlotowego obliczamy ze wzoru:

$$1) \quad f_e = \pi \cdot (d + d_1) \cdot h = \\ = 0,9 \left[\frac{\pi}{4} (d^2 - d_2^2) + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - x \cdot l \cdot s \right].$$

We wzorze powyższym uwzględniono nieobrobione ścianki w przekroju przepływowym zaworu przez wprowadzenie współczynnika 0,9.

Poszczególne średnice zaworu należy tak dobrać, aby uczyniły zadość warunkom :

$$2a) \quad \pi \cdot d \cdot h = 0,9 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_2^2),$$

$$2b) \quad \pi \cdot d_1 \cdot h = 0,9 \left[\frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) - x \cdot l \cdot s \right].$$

Wzory 2a) i 2b) są miarodajne dla siodeł prostych (patrz rys. 148), natomiast dla siodeł pochylonych pod kątem α (patrz rys. 148), należy zamiast h wprowadzić w nie $h \cdot \cos \alpha$; — uwzględnienie pochylecia siodeła nie jest jednak potrzebne, jeżeli zawór posiada wąskie siodełko u i duży skok, co można najłatwiej rozstrzygnąć przez narysowanie linii przepływu pary.

Po ustaleniu na podstawie powyższych wzorów głównych wymiarów zaworu, obliczamy potrzebne wolne przekroje przepływowe w skrzynce zaworowej. Ponieważ ścianki ostatniej nie są obrobione, przeto należy wykonać przekroje przepływowe o około 10% większe od f_e , a w tych miejscach, w których powiększenie przekroju przepływowego nie powoduje powiększenia szkodliwej przestrzeni, można zastosować jeszcze większy dodatek. Wolne przekroje przepływowe skrzynki zaworowej obliczamy kolejno, tak jak odbywa się dopływ pary do cylindra, mianowicie:

$$3) \quad g \geq 1,1 f_e.$$

4) $c \cdot e \cdot x_1 \geq 1,1 f_e$, gdzie x_1 oznacza liczbę wolnych przekrojów pomiędzy żebrami w gnieździe.

5) $2 \cdot a \cdot b \geq 0,55 f_e$, jeżeli żebra znajdują się w osiach, jak wskazuje rys. 148. Przeważnie korzystniejsze jest ułożenie żeber pod kątem 45° względem osi, co jednak należy na rysunku wyraźnie zaznaczyć z dopiskiem „zwrócić uwagę monterowi“; w takim wypadku trzeba największe przekroje tak oznaczyć, aby para nie była dławioną.

6) Przy największym skoku zaworu h_{max} (rys. 149), jaki może nastąpić zewnętrzny mechanizm stawidłowy, powinien przekrój $\pi \cdot d_7 \cdot b_1 \geq 0,55 f_e$, aby dostateczna ilość pary mogła dopłynąć do wewnętrznej rury zaworu.

Przekroje, oznaczone wzorami podanymi w punktach 3) do 6), można wykonać większe, ponieważ nie powiększa się przez to przestrzeni szkodliwej; — jedynie przekrój $2 \cdot a \cdot b$ możnaby wykonać mniejszy od obliczonego podług wzoru 5), gdyby przekrój $\pi \cdot d_7 \cdot b_1$ był znacznie większy od obliczonego podług wzoru 6).

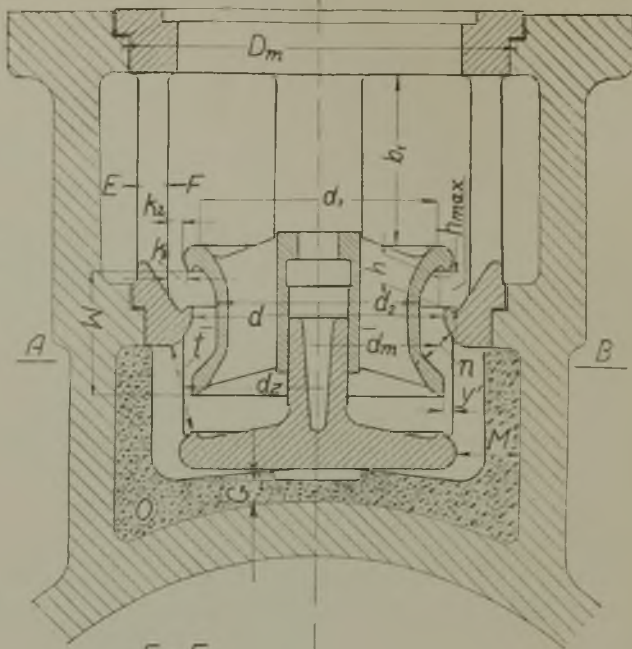
W następujących dalszych przekrojach nie należy dawać więcej od 10% do f_e , ponieważ tworzą one przestrzeń szkodliwą.

7) Odległość zaworu od żeber w górnej części gniazda można w przybliżeniu oznaczyć ze wzoru (rys. 149):

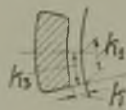
$$k_1 \cdot h \leq 0,5 \cdot k \cdot h + k_2 \cdot k_3; -$$

w razie potrzeby można żebrům w górnej części (przekrój $C - D$, rys. 148) nadać taki sam kształt, jak w dolnej części gniazda (przekrój $A - B$, rys. 149); tutaj są żebra ścięte, celem uzyskania korzystniejszego przepływu pary.

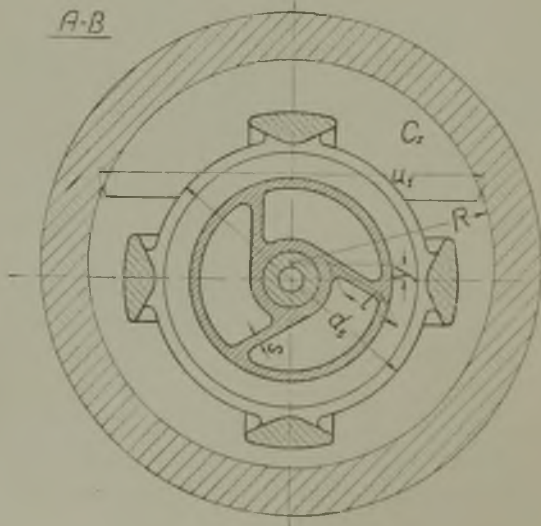
Wysokość zaworu W znajdujemy z jego położenia przy największym skoku h_{max} przy uwzględnieniu warunku, aby $\pi \cdot d_m \cdot n$ — ewent. żebra $\cong \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_2^2)$. Im większa jest wysokość W zaworu, tym trudniej uzyskać jego szczelność i tym większa jest szkodliwa przestrzeń. Ponieważ zewnętrzny mechanizm stawidłowy ustala największy skok h_{max} zaworu, przeto należy możliwie wybierać taki mechanizm, przy którym skok największy h_{max} jest nieznacznie większy od normalnego h . Wynika też z tego, że przy ustalaniu norm zaworów trzeba uwzględnić stosowane przez wytwórnę stawidła zewnętrzne.



E-F



A-B



9) Wykonana wysokość W zaworu musi również za-
dość uczynić warunkowi:

$$\pi \cdot d_z \cdot t - \text{żebra} = 1,1 f_e.$$

10) Przekrój $M - \text{żebra} = 1,1 f_e$, aby para mogła
swobodnie przepływać do dolnej części skrzynki zaworowej.

11) W poprzecznym przekroju (rys. 149) połowa pary
dopływowej musi móc przepływać pomiędzy ściankami
skrzynki zaworowej i gniazdem, czyli kropkowany przekrój
 $O \cong 0,55 f_e$; — tutaj zważać należy na to, aby odległość G
pomiędzy żebrami i tuleją cylindra nie była mniejsza od
10 mm, aby móc gniazdo doszlifowywać w cylindrze.

12) Do przekroju Q dopływa para przez przekrój C_z
(rys. 149), który jest ograniczony promieniem R , średnicą d_s
i częściami ścianki o długości u_1 , — oraz pod gniazdem (rys.
148 i 149), wobec czego gniazdo zaworu musi być w skrzynce
tak ułożone, aby:

$$C_z + u_2 \cdot u_1 \cong 1,1 f_e.$$

Celem uzyskania dostatecznie dużego przekroju przepływo-
wego Q przy możliwie najmniejszej przestrzeni szkodliwej,
poleca się wykreślić promień R ze środka oddalonego od
osi zaworu o y .

13) Przekrój przepływowy: $Q \cong 1,1 f_e$.

14) Przekrój przepływowy: $Q_1 \cong 1,1 f_e$.

Ze względu na uzyskanie możliwie małej przestrzeni szko-
dliwej nadaje się wyźłobieniu dla przekroju Q_1 przeważnie
kształt kulisty.

Gniazda zaworów wlotowych obliczamy na wytrzyma-
łość podług następujących wzorów:

15) Dopuszczalne naprężenie na gięcie w dolnej płycie
wynosi:

$$k_g = \frac{d_1^2 \cdot p}{4 \cdot h_x^2} \leq 150 \text{ kg/cm}^2, \text{ gdzie}$$

d_1 — średnica wewnętrzna uszczelnienia w cm (patrz rys. 148),

p — ciśnienie pary w at ,

h_x — grubość płyty w cm .

16) Dopuszczalne naprężenie na rozerwanie w żebrach w przekroju $A - B$ wynosi:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot p}{i \cdot f_z} \leq 100 \text{ kg/cm}^2, \text{ gdzie}$$

i — liczba żeber, f_z — przekrój jednego żebra w cm^2 .

17) Dopuszczalne naprężenie w śrubach, przytwierdzających za pomocą kołnierza nasady gniazdo zaworu do cylindra, obliczamy ze wzoru:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p}{i_s \cdot \frac{\pi \cdot \bar{d}_s^2}{4}} \leq 350 \text{ kg/cm}^2, \text{ gdzie}$$

D_m — średnica kołnierza gniazda, liczona do środka szerokości uszczelki w cm ,

i_s — liczba śrub, a \bar{d}_s — średnica rdzenia śrub w cm .

Ponieważ śruby te służą do połączenia uszczelniającego, przeto odległość pomiędzy dwiema śrubami nie powinna być większa od 140 mm przy ciśnieniu powyżej 4 at .

Rurowy zawór wylotowy widzimy na rys. 150. Po przyjęciu prędkości v_a podług § 3, obliczamy potrzebny wolny przekrój przepływowy zaworu ze wzoru:

$$f_a = \frac{F \cdot c_m}{v_a}.$$

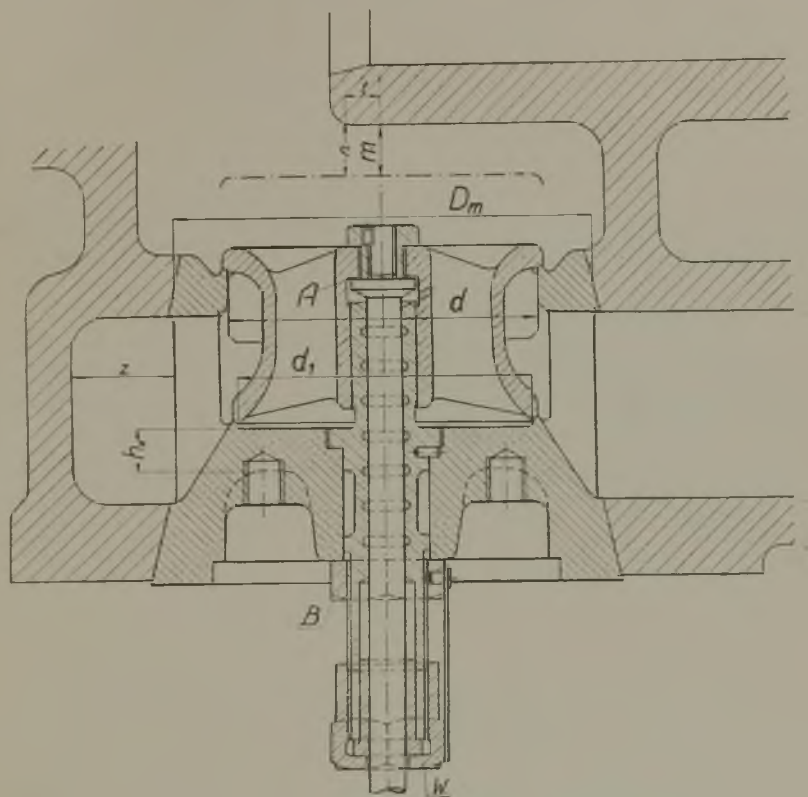
Stosownie do obliczonego przekroju f_a ustalamy poszczególne średnice zaworu i jego wysokość w taki sam sposób, jak dla zaworu wlotowego. Ponieważ zawór wylotowy znajduje się zwykle w dolnej części cylindra, przeto należy wykonać przekrój m , znajdujący się pomiędzy cylindrem i otwartym zaworem, dostatecznie duży, mianowicie:

1) $m \cong 0,55 f_a$,

2) $n \cong 0,55 f_a + \text{dodatek}$, którego wielkość zależy od odległości osi zaworu od końca tulei cylindra, t. j. od wielkości wymiaru t .

3) Przekroje, znajdujące się pomiędzy zaworem i jego skrzynką, które nie tworzą szkodliwej przestrzeni, należy

wykonać najmniej o 10% większe od przekroju f_a . Również trzeba zwrócić uwagę na przekrój z , który często nie odpowiada powyższej zasadzie, a zatem powoduje dławienie pary.



Rys. 150.

- 4) Grubość płyty gniazda h_x obliczamy ze wzoru:

$$k_g = \frac{d_1^2 \cdot p}{4 \cdot h_x^2} \leq 150 \text{ kg/cm}^2.$$

- 5) Żebra gniazda obliczamy podług wzoru:

$$k = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_m^2 - d_1^2) \cdot p}{i \cdot f_z} \leq 180 \text{ kg/cm}^2.$$

Wymiary D_m i d_1 w cm podano na rys. 150, a i oznacza liczbę żeber, z których każde posiada przekrój f_z w cm^2 .

6) Dopuszczalne naprężenie w śrubach, przytwierdzających gniazdo zaworu do cylindra, wynosi:

$$k_r = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p}{i_s \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq 350 \text{ kg/cm}^2.$$

Odległość pomiędzy dwiema śrubami nie powinna tutaj być również większa od 140 mm przy ciśnieniu powyżej 4 at .

C. Zawory tłoczkowe.

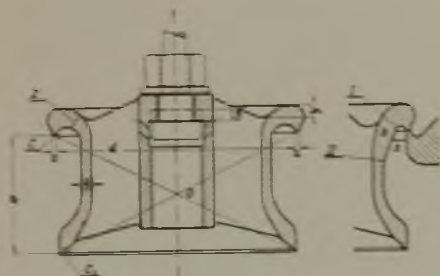
Zawory tłoczkowe, tak systemu van den Kerchove'a jak i Frikart'a, nie są niczym innym, jak suwakami tłokowymi. Średnicę tych zaworów oblicza się więc w taki sam sposób, jak suwaków tłokowych, których obliczenie podano w § 22. Jedynie należy tutaj rozróżnić pomiędzy wolnym przekrojem zaworu wlotowego i wylotowego, ponieważ cylinder, w przeciwstawieniu do stawidła z jednym suwakiem tłokowym, posiada zwykle cztery zawory (rys. 140).

§ 41. KONSTRUKCJA ZAWORÓW RUROWYCH I ICH GNIAZD.

Zawór rurowy, jak poprzednio zaznaczono, jest zwykle umieszczony w gnieździe, aby nie uniezależnić zawór od wpływu odkształceń cylindra i skrzynki zaworowej. Zawór i jego gniazdo wykonywa się prawie wyłącznie z żeliwa. Jedynie przy bardzo małych wymiarach stosuje się zawory z żelaza kujno-lanego, a w maszynach szybkobieżnych, w których zależy na możliwie małym ciężarze zaworu, także zawory prasowane ze stali zlewnej (np. w parowozach). Średnicę zaworu ustalamy w ten sposób, aby d równało się okrągłej liczbie, a równocześnie staramy się o uzyskanie możliwie małej wysokości W zaworu.

O grubości ścianek i żeber zaworów żeliwnych daje pewien pogląd następująca tabelka (rys. 151):

średnica d mm	grubość g mm	liczba żeber
80 do 170	5 do 6	4
180 „ 220	6 „ 8	4
230 „ 300	8 „ 10	4
320 „ 440	9 „ 12	6
450 „ 500	12 „ 13	8

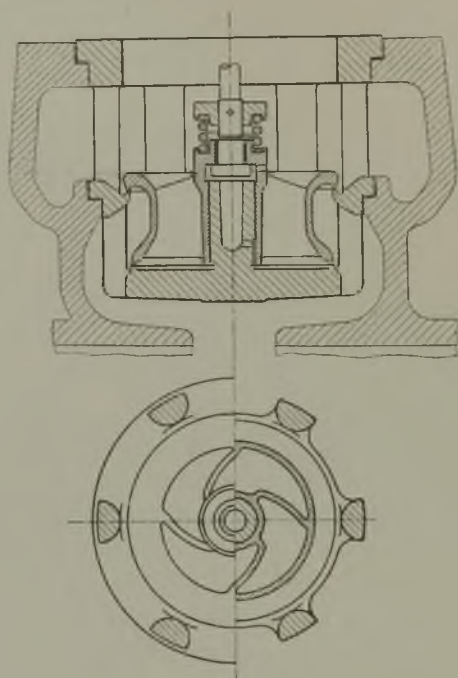


Rys. 151.

Grubość g poleca się w miejscu z trochę powiększyć, ponieważ tam zachodzą największe naprężenia. Można też nadać zaworowi kształt pokazany przy A , lecz wówczas trzeba obliczyć wolne przekroje x , przy podnoszeniu się zaworu, aby powierzchnia $I - II$ nie dławiła pary.

Połączenia rury zaworowej z piastą poleca się dokonywać za pomocą parzystej liczby żeber; — w razie przeciwnym bowiem para dolotowa, o ile dopływa jednostronnie do skrzynki zaworowej, może wprawić zawór w nadmierny ruch obrotowy, jeżeli nie jest on silnie połączony z trzonem napędzającym. W takich wypadkach obrzeże trzonu wygrzyzie w krótkim czasie w piastce zaworu wgłębienie przy B , skutkiem którego skok zaworu może znacznie zmniejszyć się, powodując wadliwą pracę maszyny. Ze względów technologicznych poleca się wykonać w żebrach wycięcie y , gdyż w razie braku jego łatwo powstać mogą przy ostygnięciu odlewu rysy w żebrach w tym miejscu, spowodowane nierównym kurczeniem się kołnierza rury zaworowej i górnej części żeber. Zwykle wykonywa się żebra zaworu stycznie do jego piasty (patrz rys. 148, gdzie przy silnym przytwierdzeniu trzonu do zaworu wykonano trzy żebra), aby wydłużanie się ich pod wpływem wysokiej temperatury pary nie wpływało

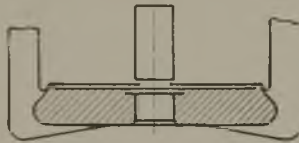
ujemnie na szczelność powierzchni uszczelniających C i C_1 (rys. 151), a powodowało tylko nieszkodliwe okręcanie piasty; — żebra styczne są także korzystne ze względów odlewniczych. Zamiast żeber stycznych można stosować żebra wygięte, jak to uwidocznia rys. 152, lecz wykonanie to jest trudniejsze i kosztowniejsze.



Rys. 152.

Prowadzenie zaworu w gnieździe powinno być możliwie staranne i dostatecznie długie. W zaworach wlotowych bodaj najwięcej rozpowszechniona jest konstrukcja, przedstawiona na rys. 148, w której prowadzenie tworzy tuleja dolana do dolnej płyty gniazda. Tuleja jest wydrążona, aby uniknąć nagromadzenia materiału. Zamiast tej budowy można także wkręcić (rys. 153) trzon stalowy na gwint gazowy w dolną płytę gniazda i roznitować. Również bardzo rozpowszechniona jest budowa, w której przedłużenie trzona zaworowego otrzymuje prowadzenie w dolnej płycie gniazda (rys. 131). Natomiast rzadko używa się prowadzenia za pomocą żeber promieniowych (rys. 154), ponieważ prawidłowe

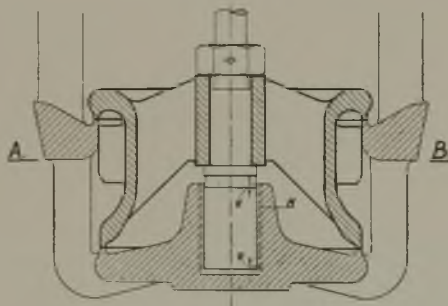
działanie jego jest utrudnione z powodu wydłużania się żeber. Przy wszystkich tych prowadzeniach należy wykonywać odległość V (patrz rys. 154) przy zamkniętym zaworze około 2 mm, aby zapobiec tworzeniu się występów, oraz



Rys. 153.

wykonywać małe kanaliki H , aby uskutecznić odwodnienie względnie zapobiec sprężaniu pary.

Zawór wylotowy prowadzony jest przeważnie we wstawionej tulei (rys. 150), którą ze względu na wilgotność pary wykonywa się z brązu. Ostatnia posiada uszczelnienie grzebieniaste, przy którego końcu znajduje się mała dławnica.



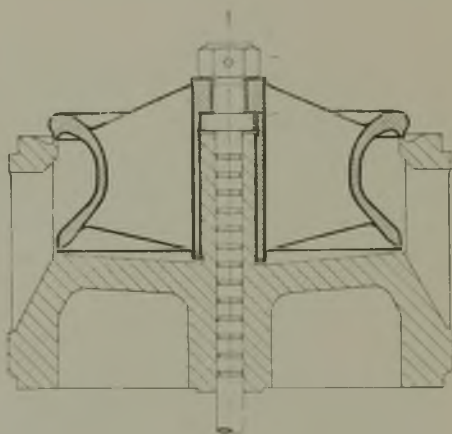
Przekr. A-B.



Rys. 154.

Szczeliwo miękkie jest dociskane nakrętką *W*, którą trzeba zabezpieczyć płytką, przytwierdzoną do nakrętki *B*.

Mniej korzystną jest konstrukcja, przedstawiona na rys. 155. Tuleja przewodnicza zaworu tworzy jedną całość z żeliwnym gniazdem, skutkiem czego oddzielna wymiana jej jest niemożliwa. Również uszczelnienie grzebieniaste, znajdujące się na trzonie ruchomego zaworu działa gorzej, a brak dławnicy lub też odprowadzania z niej skroplin może



Rys. 155.

w krótkim czasie spowodować dmuchanie pary wokoło trzona zaworu.

Przy mniejszej liczbie obrotów od około 110 na minutę można połączyć zawór z trzonem w sposób podany na rys. 150 i 151. Tutaj mamy pomiędzy piastą zaworu i podkładką nakrętki szczelinę wielkości $A \approx 0,2 \text{ mm}$ (rys. 150), dzięki której zawór może przy każdym podniesieniu okrócić się o pewien kąt, doszlifowując w ten sposób siodła uszczelniające. Celem uniknięcia uderzeń poleca się przy większych liczbach obrotów od 110 na minutę przytwierdzić zawór silnie do trzonu, jak to widzimy na rys. 131, 148, 154, 155. Oczywiście nakrętki przytwierdzające zawór do trzonu powinny być wykonane z brązu, a gwint nacięty na trzonie powinien kończyć się razem z nakrętką, aby uniknąć rdzewienia i ułatwić zdejmowanie nakrętki.

Powierzchnie uszczelniające siodeł zaworowych powinny być możliwie wąskie, aby uzyskać możliwie najwięcej odciążone zawory. Jako średnie wartości szerokości siodeł (patrz rys. 151) można przyjąć następujące:

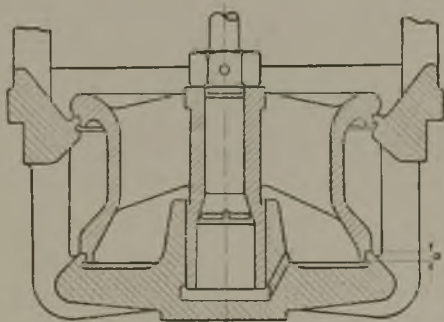
$$u \approx 2 \text{ mm przy } d \leq 180 \text{ mm,}$$

$$u \approx 3 \text{ mm „ } d = 180 \text{ do } 400 \text{ mm,}$$

$$u \approx 4 \text{ mm „ } d \geq 440 \text{ mm.}$$

Średnicę d_6 (rys. 148) wykonywa się zwykle: $d_6 = d - 1 \text{ mm}$.

Powierzchnie uszczelniające siodeł zaworowych mogą posiadać różne kształty. Ze względu na łatwość obróbki najkorzystniejsze są siodła proste (rys. 148), przy których skok, począwszy od najmniejszego, jest całkowicie wyzy-

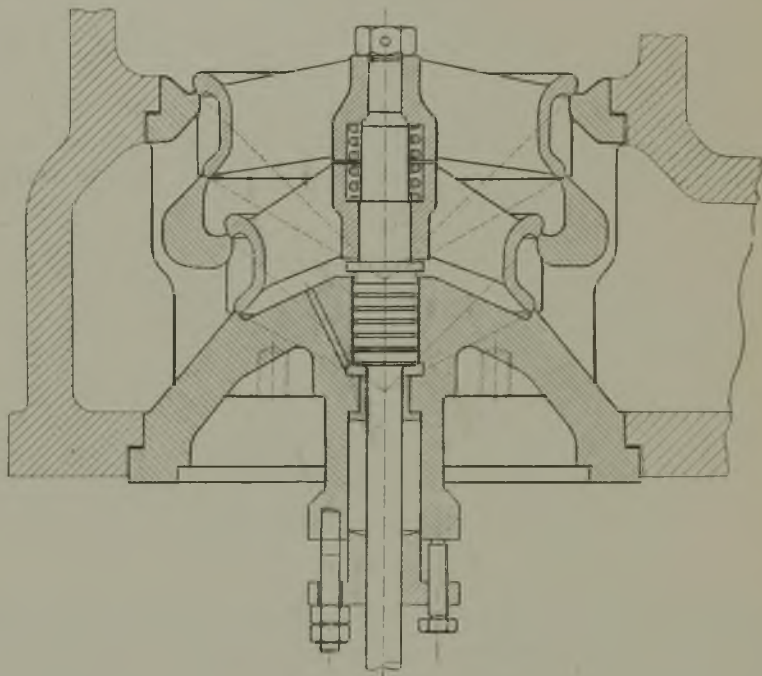


Rys. 156.

skany. Natomiast pochylone pod kątem 45° do 65° powierzchnie (patrz rys. 150) podejmują lepiej uderzenia zaworu o siodła. Posiadają one jednak wadę większego dławienia pary przy małych skokach zaworu, czyli w okresie podnoszenia i zamykania się jego. Wada ta daje się najwięcej we znaki przy mechanizmach stawidłowych, które wolno otwierają i zamykają zawór. Ze względu na możliwość innego ukształtowania zaworu otrzymuje się przy pochylonych siodłach zawór o mniejszej wysokości W , skutkiem czego stosuje się je w stawidłach, które posiadają bardzo duży skok największy. Może najkorzystniejszy pod względem szczelności przy wydłużaniu się jest kształt stożkowy siodeł, pokazany na rys. 151, gdzie wierzchołki obu stożków przecinają się w jednym punkcie O . Jeżeli ostatni znajduje się wewnątrz zaworu, to para otrzymuje korzystne prowadzenie,

a powierzchnie siodeł są nieznacznie pochylone, tak że przed tym wspomniane dławienie pary jest niewielkie. Zaznaczyć jednak należy, że ze względu na uniknięcie wyłamywania się materiału powierzchnie siodeł nie powinny tworzyć, o ile możliwości, kątów mniejszych od 90° .

Uwidoczniony na rys. 156 zawór posiada przysłonienia. Dopływ lub odpływ pary następuje dopiero wówczas, gdy



Rys. 157.

zawór wykona skok wielkości a . W maszynach parowych nie można polecać stosowania zaworów tego rodzaju, bo z konieczności trzeba przysłonienia luźno dopasować, a wówczas nie mogą one doszczelniać, czyli nie uzyskuje się precyzyjnego sterowania.

Zawory o wielkich średnicach posiadają bardzo duży skok; — celem zmniejszenia go można wykonać zawór czterosiedzeniowy (rys. 157). Uszczelnienie czterech siodeł przy wysokiej temperaturze pary nie jest łatwe, zwłaszcza w zaworze z jednej części. Łatwiej uzyskać się względnie dobrą szczelność, konstruując zawór z dwóch części, pomię-

dzy którymi znajduje się sprężyna. Zawory czterosiadzeniowe nie odgrywają jednak obecnie żadnej roli, ponieważ nie buduje się już maszyn parowych o dużej mocy.

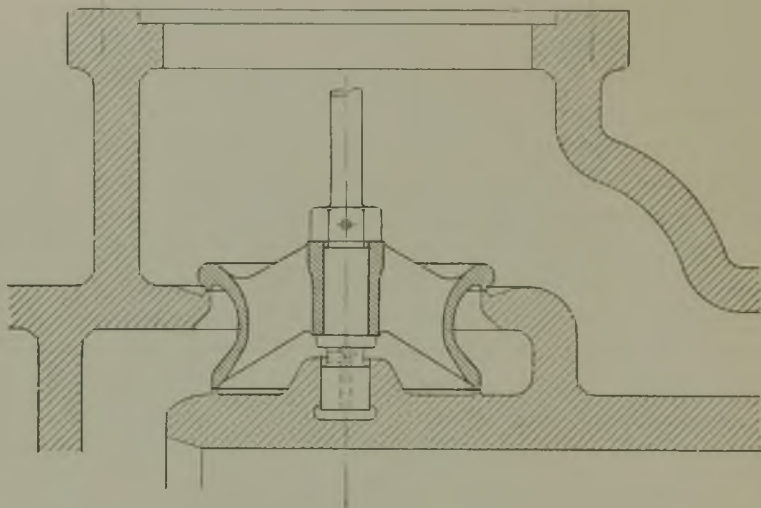
Konstrukcja gniazd zaworowych widoczna jest na rys. 148 do 156. W szczególności należy zwrócić uwagę na to, aby kołnierze gniazda były dostatecznie silne, celem uniknięcia odkształcenia się ich. Dawniej stosowano przeważnie stożkowe osadzenie kołnierzy gniazda w cylindrze (rys. 150), wychodząc z założenia, że powierzchnie stożkowe doszczelniają najlepiej. Budowa ta posiada jednak szereg wad dotkliwych. Przede wszystkim ręczne doszlifowywanie jest kosztowne, a mechaniczne wymaga nie tylko dużo uwagi, lecz i posiadania odpowiednio silnej obrabiarki. Za zasadę trzeba bowiem postawić, że gniazda wlotowe i wylotowe jednej maszyny, także bliźniaczej, powinny pasować naprzemian, aby móc z łatwością wbudować gniazdo zapasowe, dostarczone razem z maszyną. Natomiast wszlifowywanie przy wymianie gniazda jest bardzo uciążliwe, zwłaszcza gniazd zaworów wylotowych. Oprócz tego powierzchnie stożkowe kołnierzy gniazd mogą stać się przyczyną (były nią nieraz rzeczywiście) pęknięcia cylindra. W razie nieszczelności tych powierzchni mechanik przyciąga nakrętki śrub przytwierdzających, a stożkowe kołnierze gniazd rozsadzają w tych miejscach cylinder.

Z powodu zaznaczonych trudności większość wytwórni stosuje obecnie przeważnie płaskie powierzchnie uszczelniające kołnierzy gniazd (rys. 148) o szerokości uszczelki 6 do 10 mm, zależnie od wielkości zaworu. Powierzchnie te są wszlifowane w cylinder, a następnie nakłada się na nich uszczelki klingerytowe o grubości 1 do 1,5 mm. Średnice δ i δ_1 (rys. 148) są dopasowane i wykonane podług miar warsztatowych, przechowywanych w wytwórni, a odległość L — podług szablonu. Dzięki temu wymiana gniazda wraz z zaworem na nowe nie sprawia żadnych trudności. Szczelina E wynosi 0,5 mm, a średnica δ_2 jest przeważnie tylko o 1 mm mniejsza od δ . Kołnierz gniazda wystaje zwykle o $q = 2$ mm ponad odnośny kołnierz w cylindrze, aby móc łatwo szlifować kołnierz nasady, przytwierdzający gniazdo do cylindra.

Przekroje żeber podano przy rozważaniu rys. 148 i 149. Podkreślę jeszcze tylko, że odległości y' i k_2 powinny wy-

nosić u małych zaworów najmniej 3 mm i wzrastać u większych zaworów stopniowo do 7 mm. Tak duże odległości y' i k_2 stosuje się ze względu na uniknięcie obróbki żeber.

Gniazda zaworowe są częściami dość kosztownymi, a oprócz tego powiększają one szkodliwą przestrzeń i powierzchnię. Z tej przyczyny niektórzy konstruktorzy stosują budowę uwidocznioną na rys. 158, w której zawór spoczywa bezpośrednio na materiale cylindra. Naogół nie można jednak



Rys. 158.

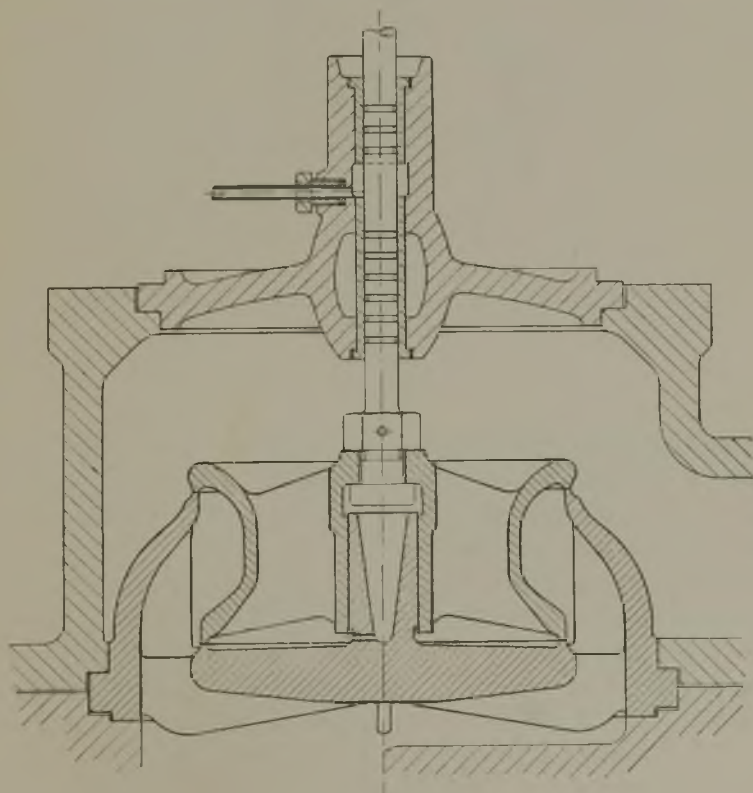
polecać tej konstrukcji. Dla wytwórni powstają bowiem trudności w razie wadliwego odlewu w miejscach, w których znajdują się siodła. Jeżeli wytoczenie głębsze nie pomoże, to jest ona zmuszona wstawić oddzielne pierścienie z siodłami ze stali niklowej. Gorsze są jednak skutki dla odbiorcy, gdyby siodło miało wyłamać się. Naprawa w krótkim czasie jest zwykle niemożliwa, bo właściciel silnika przeważnie nie posiada odpowiednich przyrządów do wytaczania nowych sioseł lub też do wstawiania pierścieni. W wyniku może dojść do wstrzymania ruchu wytwórni, napędzanej maszyną parową, co powoduje przeważnie duże straty.

Jeżeli warunki zmuszają do zaniechania budowy gniazd, np. ze względu na zbyt wysoką temperaturę pary lub ze względu na konieczność zmniejszenia wymiarów skrzynki

zaworowej, to wówczas najlepiej wykonać pierścienie ze stali niklowej z wytoczonymi w nich siódlami (patrz rys. 136). Pierścienie te mogą być wprasowane w cylinder, lub też przytwierdzone do niego śrubami. Ostatnia konstrukcja jest korzystniejsza, zwłaszcza ze względu na możliwość łatwej wymiany, lecz wymaga ona więcej miejsca, skutkiem czego nie zawsze może być zastosowana.

§ 42. SPECJALNE KONSTRUKCJE ZAWORÓW.

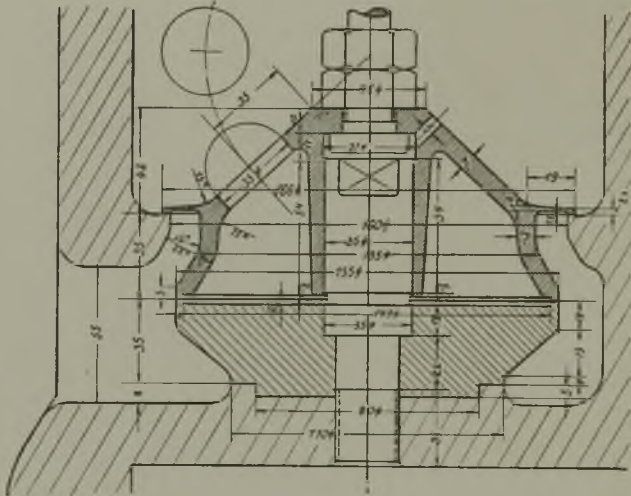
Główną wadą dwusiedzeniowych zaworów rurowych jest niedostateczna ich szczelność. Przyczyną nieszczelności jest sztywne połączenie materiałem tak siodeł zaworu jak i siodeł gniazda, a na obydwa te połączenia działa para o różnej temperaturze. Żebra znajdują się bowiem przeważnie



Rys. 159.

w parze o niższej temperaturze niż zawór, skutkiem czego ostatni wydłuża się więcej.

Celem usunięcia tej słabej strony niektórzy konstruktorzy nadają gniazdom kształt przedstawiony na rys. 159. Gniazdo posiada tutaj ściankę nie wiele grubszą od zaworu, a działa na nie para o tej samej temperaturze, co na zawór. Przytwierdzenie gniazda do cylindra może być dokonane przy pomocy skrzynki zaworowej (patrz rys. 159), co nie jest wskazane ze względu na dogodność wyjmowania gniazda.

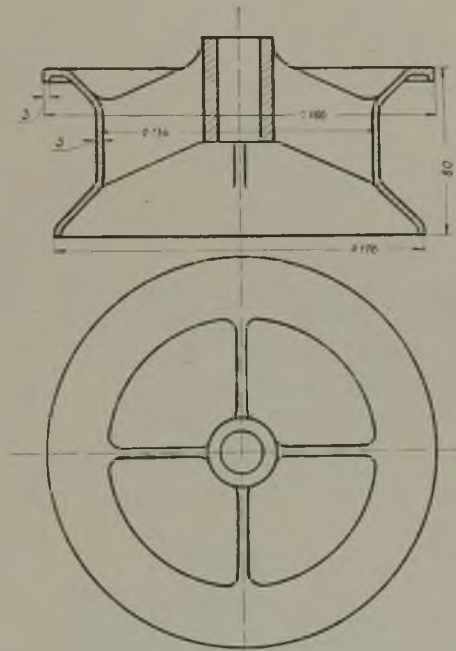


Rys. 160.

Bezwzględnie korzystniejsze jest przytwierdzenie kołnierza gniazda do cylindra za pomocą długich śrub dociskających, przechodzących przez kołnierz nasady, lub też za pomocą śrub wkręconych w cylinder.

Wyjątkowo dobra szczelność zaworu jest bardzo ważna w maszynie Stumpfa, która ma zastąpić maszynę o podwójnym rozprężaniu pary, a posiada tylko zawory wlotowe. Prof. Stumpf starał się osiągnąć cel zamierzony, stosując zawór, w którym górne siodło znajdowało się w części sprężystej (rys. 160). Zawór był wykonany ze zlewnej stali szlachetnej, lecz w praktyce nie dał on spodziewanych wyników, skutkiem czego nie znalazł szerszego zastosowania.

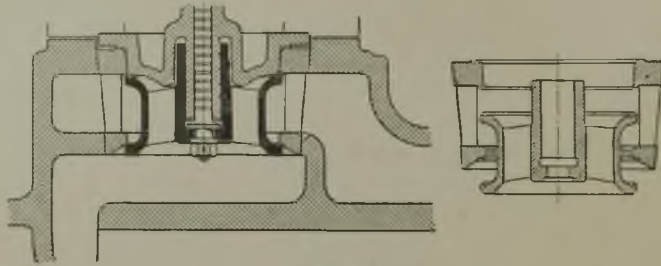
Zawory rurowe ze stali zlewnej są natomiast często używane przy wielkiej liczbie obrotów maszyny (np. w parowozach). Wykonywując wówczas ścianki zaworu o grubości około 3 mm (rys. 161), można znacznie zmniejszyć ciężar zaworu, co jest bardzo ważne w szybkobieżnych maszynach ze względu na zmniejszenie uderzeń zaworu o siodła.



Rys. 161.

Inni konstruktorzy starali się znowu projektować zawory rurowe całkowicie odciążone. Jako przykłady mogą posłużyć rys. 162 i 163. W budowie przedstawionej na rys. 162 inż. Radovanovič uzyskuje odciążenie przez to, że odlewa zawór razem z siodłem, po czym przy obróbce wycina się pierścień łączący. Uwzględniając działanie ciśnienia pary dolotowej na zewnętrzną część zaworu, a ciśnienia kompresyjnego na jego wewnętrzną część, można średnice siodła tak dobrać, że zawór jest na początku otwierania całkowicie odciążony. Ponieważ otwiera się on (zawór wlotowy) przy ruchu w dół, przeto sprężyna zaworowa musi podtrzymywać nie tylko jego ciężar, lecz oprócz tego wywierać potrzebne

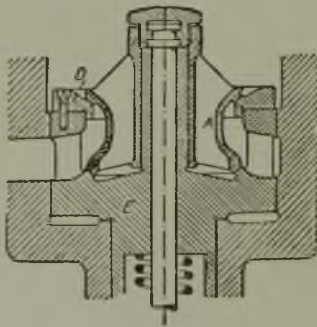
do uzyskania szczelności ciśnieniem. Brak dociskania zaworu do siodeł ciśnieniem pary dolotowej i konieczność stosowania bardzo silnej sprężyny zaworowej jest słabą stroną tej budowy, która rozstrzygnęła o jej małym rozpowszechnieniu.



Rys. 162.

Lentz uzyskuje całkowite odciążenie, odlewając zawór *A* o stosownie dobranych średnicach siodeł (rys. 163) z jednej części z pierścieniem *D*. Rozcięcie następuje dopiero przy obróbce. Konstrukcja ta wymaga przytwierdzenia za pomocą śrub pierścienia *D* do gniazda *E*.

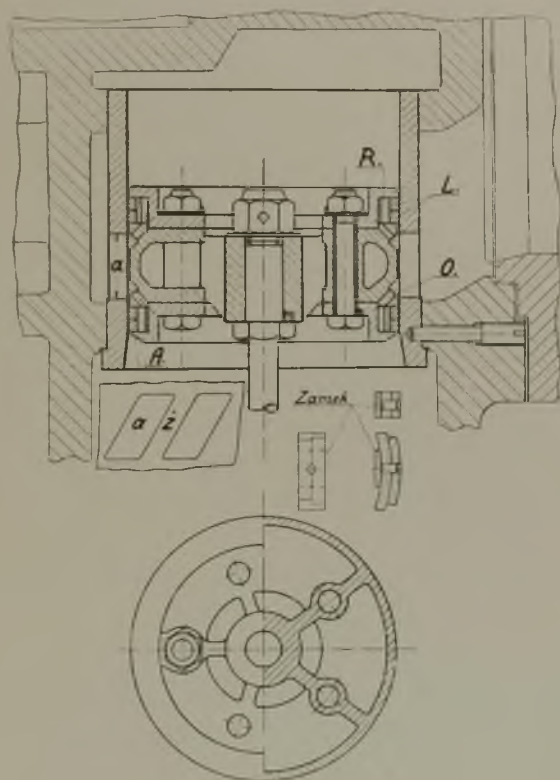
Dążność do uzyskania dobrej szczelności i całkowitego odciążenia oraz do możliwości stosowania dużej liczby obrotów



Rys. 163.

maszyny skłoniła niektórych konstruktorów do zastąpienia zaworu rurowego tłoczkowym (patrz rys. 132, 140, 141 i 142). Zasady budowy tego zaworu podano przy rozważaniu rys. 132, a pewna odmiana budowy znajduje się na rys. 164. Zawory tłoczkowe mogą dawać pojedynczy (rys. 164), lub podwójny (rys. 132) dopływ względnie odpływ pary. Zawór składa

się z kilku żeliwnych części, połączonych ze sobą trzonem (rys. 132), co należy uważać za najlepszą konstrukcję, lub też śrubami (rys. 164). Połączenie powinno być tak wykonane, aby nierozprężne pierścienie uszczelniające L i pierścienie rozprężne R mogły swobodnie poruszać się we wpustkach.



Rys. 164.

Rozcięcia pierścieni L i R układa się w innych płaszczyznach. Położenie pierścieni L i R względem siebie oraz względem korpusu zaworu ustala zamek Z , wykonany ze stali. Zaznaczyć jednak trzeba, że ubezpieczenie to nie jest konieczne, bo nie ma powodu, aby pierścienie zmieniały swe położenie w zaworze. Pierścienie uszczelniające L wykonywa się zawsze z żeliwa, a pierścienie rozprężne R przeważnie z żeliwa, a jedynie przy bardzo małej średnicy ze stali zlew-

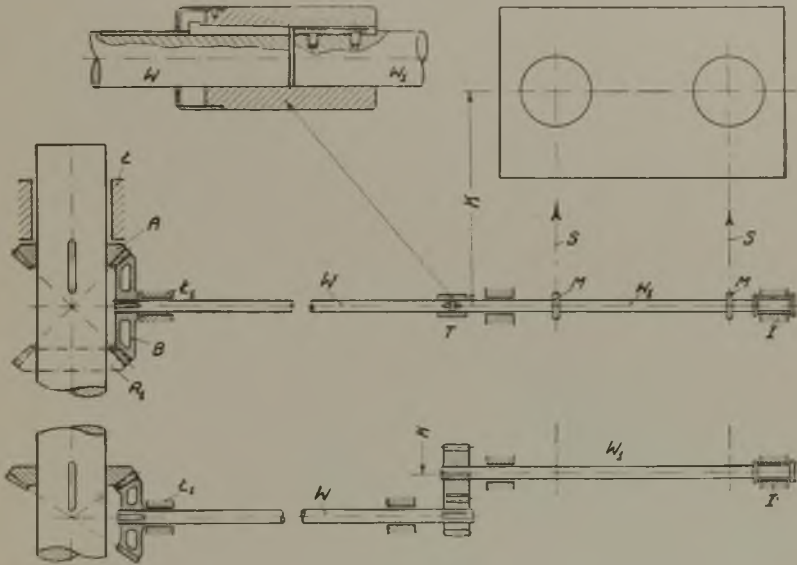
nej. Pod pierścienie R wprowadza się zwykle parę dwoma małymi otworkami O , przez co zapobiega się ściśnięciu pierścieni przez parę w okresie przechodzenia ich przez kanały a . Dzięki takiej budowie uzyskuje się lepszą szczelność pierścieni przy powolnym ruchu suwaka, w czasie którego pierścienie nie znajdują się nad kanałami a , oraz w okresie, w którym zawór nie zmienia swego położenia. W zaworze tłoczkowym skuteczniają sterowanie pierścienie L , wobec czego trzeba nadać krawędzi A taki kształt, aby dławienie pary było możliwie małe. Chcąc uniknąć wycierania materiału pierścieni przez żebra Z , znajdujące się pomiędzy kanałami a , oraz wycierania materiału tulei przez te części pierścieni, które nie pracują na żebrach, trzeba koniecznie stosować skośne położenie żeber. Przy wykonaniu bowiem żeber równoległych do ruchu zaworu nie można uniknąć wyłobień w pierścieniach, skutkiem których szczelność zaworu pozostawia dużo do życzenia. Pierścienie uszczelniające L wymagają wydatnego smarowania, które ułatwia się, umieszczając na zewnętrznym obwodzie pierścienia wpustkę na smar. Ostatnia nie powinna jednak dochodzić do miejsca rozcięcia pierścienia, aby utrudnić dostawanie się smaru pod pierścieniami.

§ 43. NAPĘD ZAWOROWEGO MECHANIZMU STAWIDŁOWEGO.

Napęd zaworowego mechanizmu stawidłowego można przeprowadzić w różny sposób. W maszynach leżących jest najczęściej rozpowszechniony napęd przy pomocy wału sterującego W (rys. 165). Ostatni jest uruchamiany stożkowymi kołami zębatymi A i B , z których pierwsze, osadzone na wale głównym, jest dwudzielne ze względów montażowych. Sam wał sterujący spoczywa w 3 lub 4 łożach, z których dwa są przytwierdzone do cylindra. Na wale sterującym są oklinione krzywki lub mimośrodowe M , napędzające za pomocą drążków S mechanizm stawidłowy, umieszczony w nasadzie zaworowej. Ponieważ cylinder wydłuża się w czasie pracy maszyny pod wpływem wysokiej temperatury pary, a osiowe położenie mimośrodków M względem mechanizmu stawidłowego nie powinno zmieniać się, przeto wykonywa się zwykle wał sterujący z dwóch części, połączonych sprzęgłem T .

Ostatnie jest przytwierdzone do wału W , a wał W_1 może przesuwac się w nim na klinie wpustkowym. Osiowe położenie wału W jest ustalone przez koło zębate B i łożo L_1 , a wału W_1 — zwykle w łożu L .

Przy napędzie rozważanym odległość K pomiędzy osią maszyny i wału sterującego powinna być możliwie mała. W tym celu otrzymuje dwudzielne koło zębate A odpowiednią

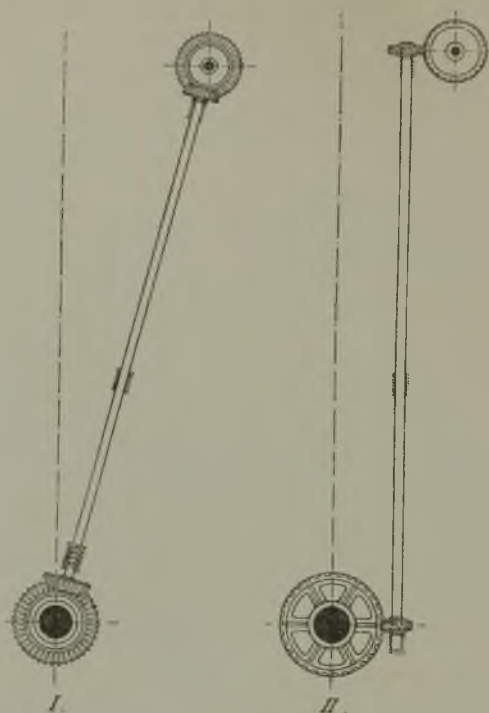


Rys. 165 i 166.

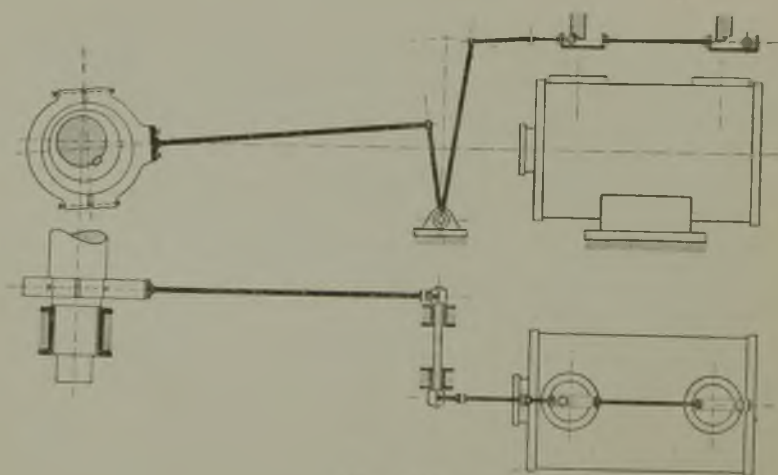
konstrukcję. Wspomnianą odległość K można zmniejszyć umieszczając koło zębate na wale głównym w miejscu A_1 . Wówczas jednak podchwytywanie smaru, wyciskającego się z łoża głównego L , nie jest tak dogodne, bo nie spływa on do skrzynki, okalającej koła zębate. Ostatnia jest bowiem przy umieszczeniu koła zębatego w miejscu A przytwierdzona do korpusu łoża L , a przy umieszczeniu go w miejscu A_1 musi spoczywać na osobnej podporze.

Większe zmniejszenie odległości K uzyskuje się przy układzie napędu stawidłowego według rys. 166, który posiada podwójną przekładnię. Wał sterujący W , napędzany z wału głównego z przekładnią 3 : 2 lub 2 : 1, spoczywa w łożach przytwierdzonych do ramy, natomiast wał W_1 , napędzany również kołami zębatymi z przekładnią 2 : 3 lub 1 : 2, spo-

czywa w łożach przytwierdzonych do cylindra. Budowa ta powiększa jednak koszty wykonania.

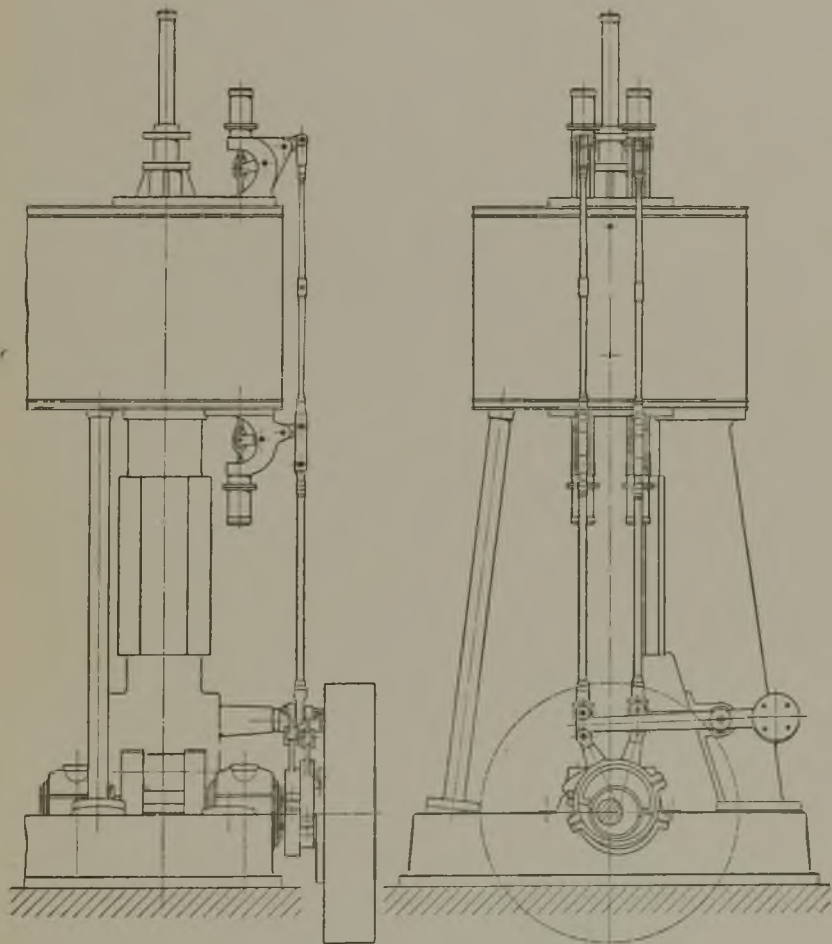


Rys. 167.



Rys. 168.

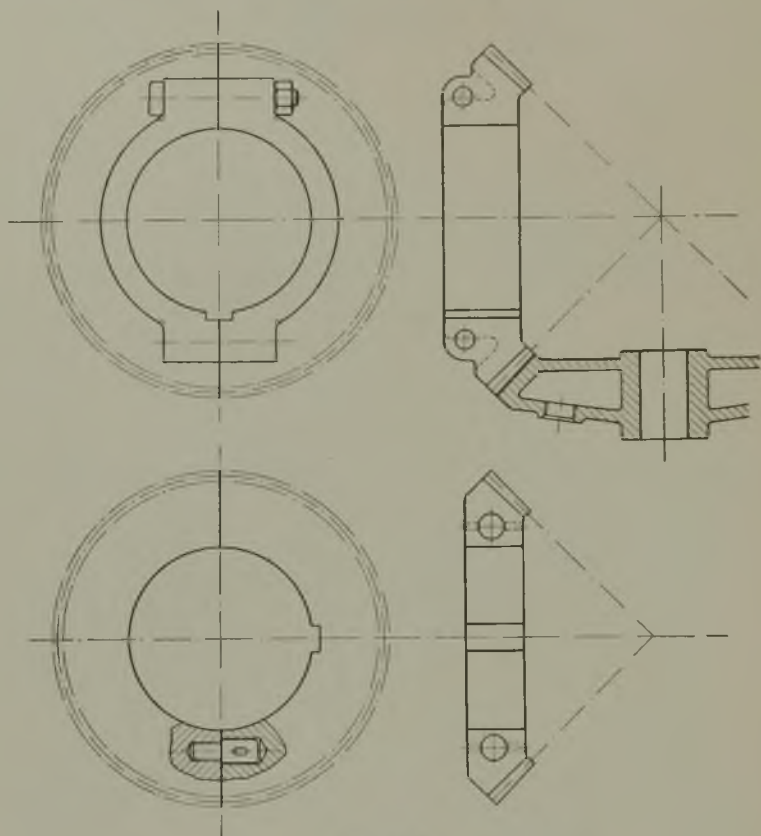
W maszynach stojących napęd wału sterującego wymaga zwykle podwójnej przekładni, przy czym stosuje się czasem przekładnię ślimakową. Jak wynika z rys. 167, otrzymuje się w maszynach stojących bardzo krótkie drążki napędzające mechanizm.



Rys. 169.

Tańsze wykonanie napędu mechanizmu wału sterującego otrzymuje się, stosując bezpośredni jego napęd z mimośrodowo osadzonego na wale głównym maszyny. Układ tego rodzaju widzimy na rys. 168 dla maszyny leżącej prof. Stumpfa. Mimośród, będący pod wpływem regulatora osiowego, na-

pędza przy pomocy przekładni dźwigniowej mechanizmy stawidłowe, umieszczone w przedniej i tylnej nasadzie zaworowej. Gdyby cylinder posiadał także zawory wylotowe,



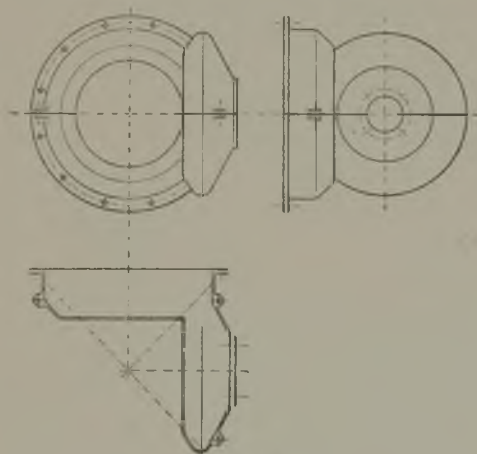
Rys. 170.

to mógłby je napędzać drugi mimośród w sposób podobny. W porównaniu z napędem za pomocą wału sterującego posiada ostatni tę słabą stronę, że można stosować go tylko w połączeniu z regulatorem osiowym, oraz że nie można oddzielnie nastawiać mimośród dla każdego zaworu.

Unikanie wału sterującego posiada większe znaczenie w maszynach stojących. Przy pomocy napędu bezpośredniego (rys. 169) otrzymuje się bowiem budowę nie tylko tańszą, lecz także znacznie prostszą, co jest bardzo ważne ze względu na obsługę.

Chcąc uzyskać cichy bieg kół zębatych, napędzających wał sterujący, trzeba wykonać zęby obrobione oraz drobną ich podziałkę. Również pożądane jest wylanie koła osadzonego na wale sterującym gipsem lub betonem. Kołu dwudzielnemu na wale głównym nadaje się natomiast takie kształty, aby zabierało możliwie mało miejsca w kierunku osi wału, np. podług rys. 170. Koła zębate wykonywa się zwykle z żeliwa, jedynie w maszynach wyciągowych przeważnie ze staliwa. W ostatnich bowiem wał sterujący napędza przyrząd bezpieczeństwa.

Skrzynkę dwudzielną, okalającą koła zębate, można wykonać z blachy, lecz naogół korzystniejsza jest budowa z żeliwa, przedstawiona na rys. 171.



Rys. 171.

§ 44. RODZAJE ZAWOROWEGO MECHANIZMU STAWIDŁOWEGO.

Prawidłowo działający mechanizm nie powinien powodować w okresie otwierania i zamykania zaworu uderzeń w mechanizmie stawidłowym, ani też zbyt silnych uderzeń zaworu o siódła. W pierwszej chwili zawór powinien powoli unosić się ze swych siodeł, a następnie ruch zaworu musi być tak dalece przyspieszony, jak tego tylko pozwalają opory przyspieszenia, aby uzyskać w możliwie krótkim okresie całkowite otwarcie zaworu. Czas zamykania zaworu

powinien być również możliwie krótki, aby dławienie pary było jak najmniejsze, a osiadanie jego na siodłach — możliwie powolne.

Mechanizmy zaworowe można podzielić na:

- I) stawidła wodzone,
- II) stawidła wychwytowe.

W stawidłach wodzonych zawór posiada stałe połączenie z mechanizmem napędowym. Połączenie to może być dokonane za pomocą dźwigni, czopów i drażków, lub też w okresie zamykania zaworu za pomocą siły sprężyny, działającej na trzon zaworu. Stawidła wodzone mogą służyć do uzyskania niezmiennego lub zmiennego rozrządu pary. W ostatnim wypadku wywiera na nie wpływ regulator, który zmienia w zależności od obciążenia maszyny wielkość napełnienia cylindra wysokoprężnego, a w wyjątkowych wypadkach także cylindra średnio — lub niskoprężnego. Z powyższego wynika, że regulator działa naogół tylko na zawory wlotowe.

W stawidłach wychwytowych natomiast mechanizm otwiera tylko zawór w sposób wodzony, a zamykanie zaworu skutecznia sprężyna, niezależnie od mechanizmu stawidłowego. W chwili rozpoczęcia zamykania zaworu odłącza się on bowiem od mechanizmu zewnętrznego. Stawidła wychwytowe są prawie wyłącznie używane w połączeniu z regulatorem do uzyskania zmiennego napełnienia, działają więc na zawory wlotowe. Zawory wylotowe posiadają zawsze stawidła wodzone.

Stawidła wodzone można podzielić na następujące grupy:

- 1) stawidła krzywkowe,
- 2) „ biegunowe,
- 3) „ krzywiznowe,
- 4) „ z kierownicami.

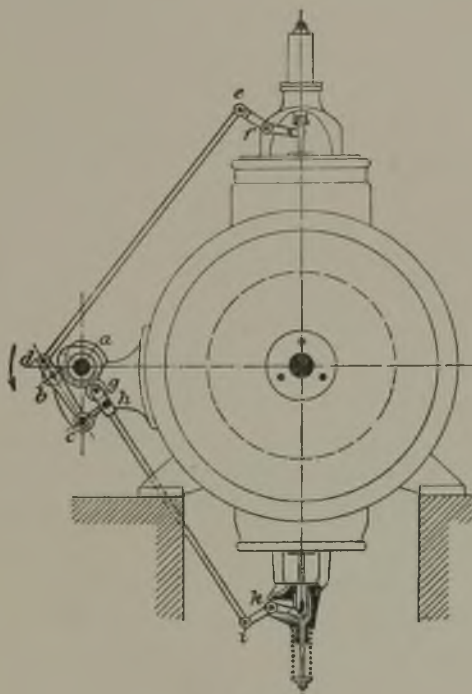
Najwięcej używane jest obecnie w maszynach parowych stawidło krzywiznowe.

Stawidła wychwytowe można podzielić na:

- 1) stawidła z powolnym wyłączaniem chwytacza,
- 2) „ z szybkim „ „ „
- 3) „ z wodzonym ruchem chwytacza.

§ 45. STAWIDŁA KRZYWKOWE.

Napęd zaworów stawidłem krzywkowym przedstawia rys. 172. Każdy zawór jest uruchamiany osobną krzywką



Rys. 172.

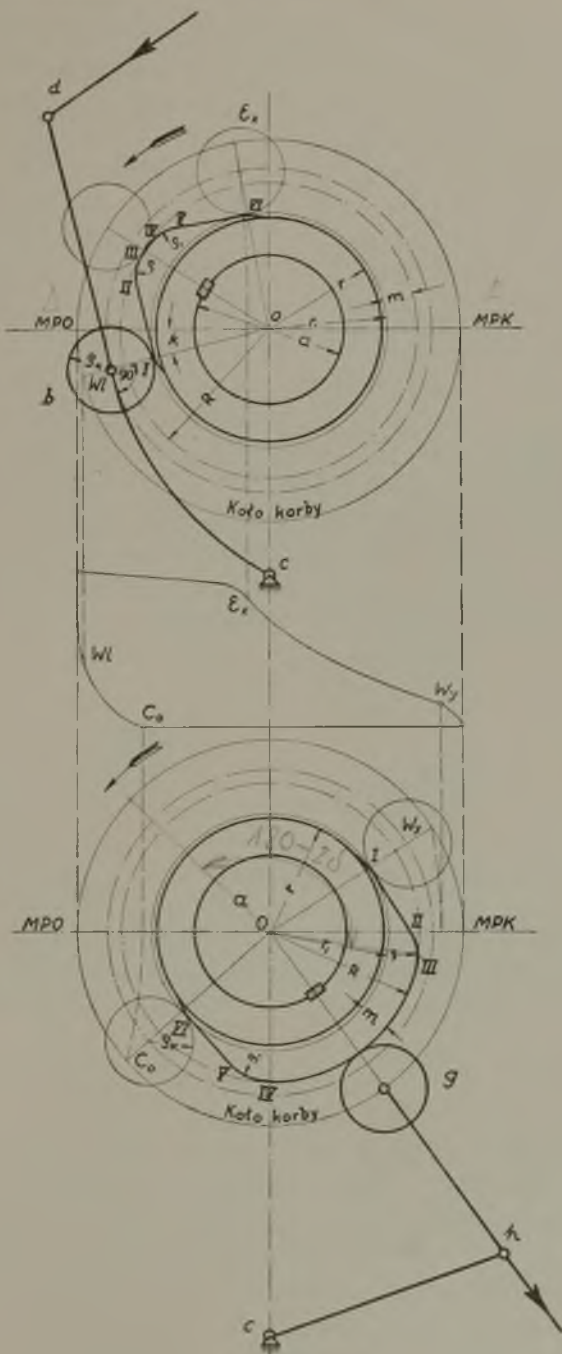
oklinioną na wale sterującym *a*; — krótsza służy do napędu zaworu wlotowego, a dłuższa — wylotowego. Na krzywce wlotowej pracuje krążek *b*, umieszczony w dźwigni, spoczywającej na wałku pomocniczym *c*. Gdy pod krążek *b* pojdzie krzywka wlotowa, to zawór zostaje otwarty za pomocą drążka *d — e* i dźwigni *f*, przy czym sprężyna, znajdująca się w nasadzie, dociska krążek *b* do krzywki. Analogicznie działa stawidło wylotowe. Krzywka uruchamia

krążek g , umieszczony na końcu drążka zaworowego $h - i$, który porusza dźwignię k , działającą na trzon zaworowy.

Długość krzywek oznacza się na podstawie wykresu indikatora, oddzielnie dla strony od — i kukorbowej. Na rys. 173 przedstawiono krzywki dla strony odkorbowej. Z wykresu indikatora rzutujemy punkt Ex na linię drogi tłoka $MPO - MPK$ i wykreślamy łuk długością korbowodu, przez co znajdujemy punkt Ex na kole korby. Punkt Wl na tymże kole znajdujemy, przyjmując kąt $\alpha = 7^\circ$ do 15° . Kierunek obrotu wału sterującego wskazuje strzałka. Zawór wlotowy jest otwarty w czasie, w którym wał sterujący przebiega kąt $Wl - O - Ex$.

W celu zaprojektowania krzywki przyjmujemy, stosownie do średnicy wału sterującego a , koło spoczynku o promieniu r . Krążek b nie powinien stykać się z tym kołem w czasie, w którym zawór jest zamknięty, aby zapewnić szczelne przyleganie siodeł zaworu do siodeł gniazda. Z tej przyczyny kreślimy pomocnicze koło o promieniu $r_1 = r + 0,5 \text{ mm}$ do 1 mm . Koło to przecina linię $Wl - O$ w punkcie I , w którym rozpoczyna się wlot przedzwrotowy, a linię $Ex - O$ w punkcie VI , w którym kończy się napełnienie. Pomiedzy kołem spoczynku o promieniu r i punktami I oraz VI wykonywamy łagodne przejścia, aby zapobiec uderzeniom na wypadek, gdyby odległość krążka od koła spoczynku była mniejsza od $r_1 - r$.

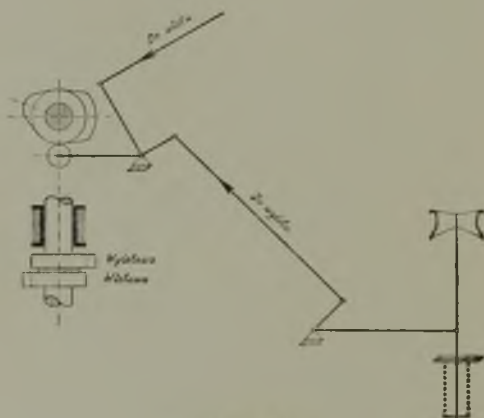
Krzywkę, która obejmuje kąt $I - O - VI$, projektujemy w sposób następujący. Stosownie do normalnego skoku h zaworu z dodaniem 10% do 15%, czyli stosownie do 1,1 do 1,15 h zaworu przyjmujemy z uwzględnieniem przekładni w mechanizmie stawidłowym wysokość krzywki m i wykreślamy koło wierzchołkowe o promieniu R . Następnie kreślimy w punktach I i VI styczne do koła o promieniu r_1 oraz łączymy te linie promieniami ρ i ρ_1 z kołem wierzchołkowym. W czasie, w którym krzywka od punktu III do punktu IV styka się z krążkiem b , jest zawór całkowicie otwarty, Promień ρ tworzy więc przejście z okresu przyspieszenia w okres stałego skoku zaworu, a promień ρ_1 określa przyspieszenie zaworu przy zmniejszaniu się jego skoku. Promień ρ_1 wykonywamy zwykle większy od promienia ρ . Przyleganie krążka b do



Rys. 173.

krzywki uskutecznia siła sprężyny, znajdującej się w nasadzie zaworowej. Musi ona więc nadać zaworowi i całemu mechanizmowi stawidłowemu potrzebne przyspieszenie (dodatnie lub ujemne) w okresie otwierania zaworu, w którym krążek *b* styka się z krzywą podnoszenia *I—II—III*, oraz w okresie zamykania zaworu, w którym krążek *b* styka się z krzywą opuszczania *IV—V—VI*. Odłączanie się krążka od krzywki następuje najłatwiej na łuku *IV—V* i powoduje wtedy silne uderzenie zaworu o siodła. Z tej przyczyny trzeba wykonać promień ρ_1 dostatecznie duży.

Krzywkę, uruchamiającą zawór wylotowy, projektuje się w analogiczny sposób. Z wykresu indykatora rzutujemy punkty *Wy* i *Co* na linię drogi tłoka *MPO—MPK*, kreślimy łuki długością korbowodu, przez co znajdujemy na kole korby punkty *Wy* i *Co*. Łącząc te punkty ze środkiem koła *O*, otrzymujemy długość krzywki, obejmującą kąt *I—O—VI*. Dalsza konstrukcja krzywki jest analogiczna do przedstawionej szczegółowo dla zaworu wlotowego.

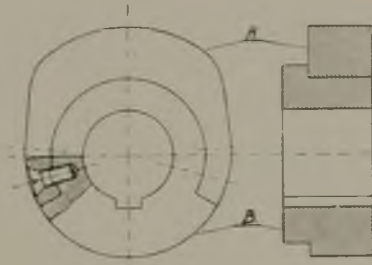


Rys. 174.

Z opisu działania stawidła krzywkowego wynika, że nie wywołuje ono żadnych ruchów zewnętrznego mechanizmu stawidłowego w okresie spoczywania zaworu na siodłach. Kształt krzywki określa natomiast szybkość otwierania, czas całkowitego otwarcia i szybkość zamykania zaworu. Skutkiem tego można za pomocą stawidła krzywkowego z łatwością osiągnąć zamierzony rozrząd pary, bo nie jesteśmy ograni-

czeniu żadnym prawem ruchu w czasie całego obrotu wału silnika. Oczywiście chcąc uniknąć zbyt silnego uderzenia zaworu o siedła, zmuszeni jesteśmy nadać krzywej opuszczania zaworu $IV-V-VI$ taki kształt, przy którym dławienie pary jest nieuniknione. Największą wadą stawidła krzywkowego jest jednak duża masa zewnętrznego mechanizmu stawidłowego, którą w czasie otwierania i zamykania zaworu trzeba przyspieszyć. Z tej przyczyny stawidło to było używane w maszynach parowych tylko przy mniejszej, liczbie obrotów ($n \leq 110$ obr/min) i tylko w maszynach średniej mocy, a obecnie w nowych maszynach nie jest już prawie wcale stosowane.

Układ stawidła może być różny, np. według rys. 174 otrzymuje się w drążkach stawidłowych naprężenie na rozciąganie, a zatem lżejsze drążki. Stawidła krzywkowe są używane wyłącznie dla niezmiennego rozrządu pary. Zmienne



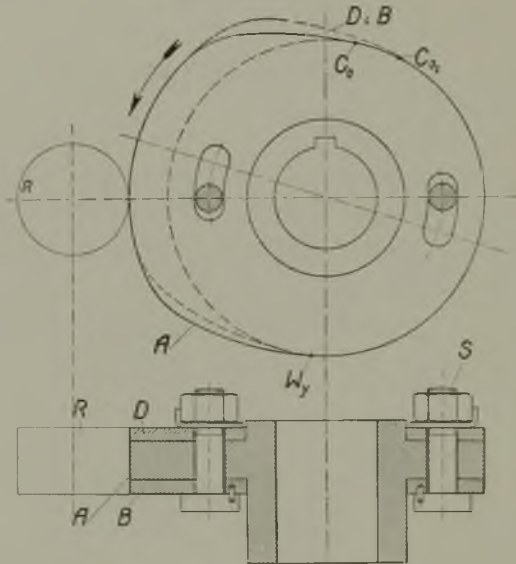
Rys. 175.

napętnienie było stosowane bardzo rzadko, np. w stawidle prof. Zwonička, bo otrzymywało się bardzo skomplikowany mechanizm, chcąc uniknąć zbyt dużych oporów stawidła na regulator.

Krzywki mogą być wykonane jako odlew kokilowy z żeliwa, lecz przeważnie wykonywa się je ze stali z powierzchnią hartowaną, na której pracuje krążek. Chcąc zapewnić łatwiejszą wymianę części pracującej, można wykonać krzywkę według rys. 175. Na wale sterującym jest tutaj okliniona część *B*, do której przyśrubowuje się część hartowaną *A*.

Stawidło krzywkowe można też z łatwością tak zbudować, aby móc przestawiać w czasie postoju maszyny wielkość kompresji. Jedno z możliwych wykonania uwidoczni

rys. 176. Na wale jest okliniona krzywka A , a do niej są przyśrubowane krzywki B i D . Krążek R jest umieszczony w drążku stawidłowym. Jeżeli przy pracy z kondensacją wszystkie trzy tarcze A , B i D nakrywają się, to wylot przedzwrotowy znajduje się w punkcie Wy , a kompresja w punkcie Co . Przy pracy z wydmuchem okracamy boczne tarcze B i D w kierunku przeciwnym do obrotu wału sterującego, tak że tarcza A steruje wówczas także Wy , natomiast



Rys. 176.

tarcze B i D — kompresję, nastawiając mniejszą kompresję w punkcie Co_1 .

Krążek wykonywa się zawsze ze stali hartowanej. Promień jego ρ_k (patrz rys. 173) powinien być ze względów geometrycznych możliwie mały, choć ze względów na ścieranie się pożądanym byłoby większy. Aby uzyskać możliwie wcześnie całkowite otwarcie zaworu, co jest bardzo ważne zwłaszcza w zaworach wlotowych, promienie ρ_k i ρ nie mogą być duże. W zaworach wlotowych stosuje się przeważnie: $\rho_k = m + 4$ do 6 mm, a w zaworach wylotowych: $\rho_k = m + 4$ do 6 mm, jeżeli $m \leq 10$ mm, natomiast: $\rho_k \cong 1,6 m$, jeżeli $m > 10$ mm. Szerokość krążka staramy się wykonać możliwie małą przeważnie $s = 10 \text{ mm} + m$ do 1,6 m.

§ 46. PRZYKŁAD OBLICZANIA KSZTAŁTU KRZYWKI.

Kształt krzywek projektuje się w praktyce przy liczbie obrotów aż do 110 na minutę zwykle w sposób podany w poprzednim paragrafie. Chcąc przekonać się, czy przy obranej krzywce przyspieszenia znajdują się w granicach dopuszczalnych, należy je obliczyć. Można także przyjąć pewną krzywą przyspieszeń dodatnich i ujemnych oraz na jej podstawie zaprojektować kształt krzywki.

Ostatni sposób wytłómaczy najlepiej przykład projektowania krzywki dla zaworu wylotowego po stronie odkorbowej, pracującego z $W_y = 6\%$ i $C_o = 14\%$ przy liczbie obrotów maszyny $n = 80 \text{ obr/min}$ i stosunku $L : R = 5$.

Wał sterujący obraca się w czasie 1 sekundy:

$$360^\circ \cdot \frac{80}{60} = 480^\circ .$$

Najpierw musimy znaleźć kąt obrotu wału, w czasie którego zawór jest otwarty. W tym celu zataczamy (rys. 177) łuki promieniem $L = 5R$ z punktów 6% W_y i 14% C_o na linii drogi tłoka $MPO - MPK$, przez co znajdujemy punkty W_y i C_o na kole korby, czyli kąty : $\alpha = 31,5^\circ$ i $\beta = 139,5^\circ$. Krzywka musi znajdować się na kącie: $\varphi = \alpha + \beta = 171^\circ$.

Czas otwarcia zaworu wynosi: $\tau = \frac{171^\circ}{480^\circ} = 0,3563$ sekundy.

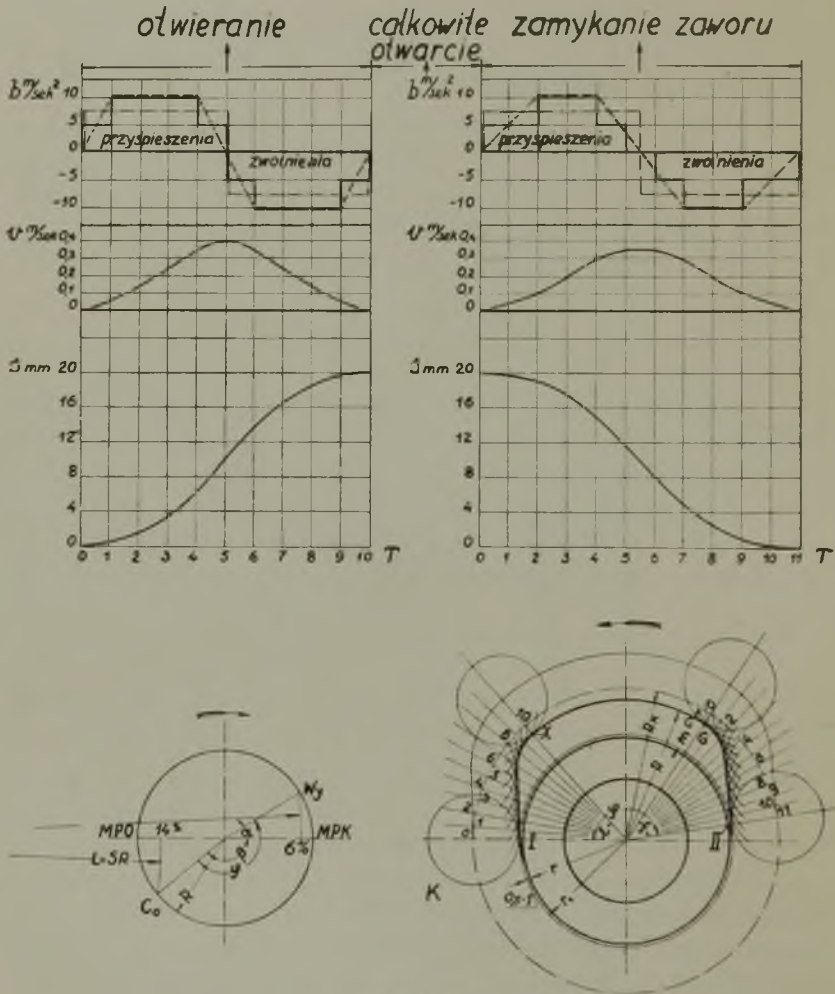
Jeżeli przyjmiemy, że otwieranie zaworu odbywa się podczas $\varepsilon = 48^\circ$ obrotu wału, to czas otwierania zaworu wynosi:

$$T = \frac{48^\circ}{4 \cdot 0^\circ} = 0,1 \text{ sekundy.}$$

Jeżeli czas ten T podzielimy na 10 równych części, to odstęp (interwał) $T : 10 = 0,01$ sekundy.

Krzywą przyspieszeń i zwolnień w czasie otwierania zaworu możemy przyjąć prostokątną lub trapezową. Przy prostokątnej krzywej według linii — . — . — największe przyspieszenie przechodzi w jednej chwili w największe zwolnienie, co wprawdzie nie powoduje uderzeń w mechanizmie stawidłowym, lecz przyczynia się do większego zdzierania jego części ruchomych. Z tej przyczyny korzystniejsza

jest trapezowa krzywa przyspieszeń według linii — — —, przy której w częściach 0—1, 4—5, 5—6, 9—10 prędkości przebiegały by według paraboli kwadratowej, a skoki krążka według paraboli sześcienniej. Celem uproszczenia obliczenia przyjmujemy jednak trochę odmienną krzywą przyspieszeń,



Rys. 177.

mianowicie według linii — — —, która wykazuje w częściach poprzednio wspomnianych przyspieszenie $b = 5 \text{ m/sec}^2$, a największe przyspieszenie $b = 10 \text{ m/sec}^2$. Na podstawie tej

krzywej możemy obliczyć prędkości i skoki środka krążka K przy końcu poszczególnych odstępów, co zestawiono w następującej tabelce.

Punkt	Prędkość v <i>m/sec.</i>	Skoki środka krążka w <i>mm.</i>
0	0	0
1	$5.0.01 = 0,05$	$25.0.01 = 0,25$
2	$0,05 + 10.0.01 = 0,15$	$0,25 + 100.0.01 = 1,25$
3	$0,15 + 10.0.01 = 0,25$	$1,25 + 200.0.01 = 3,25$
4	$0,25 + 10.0.01 = 0,35$	$3,25 + 300.0.01 = 6,25$
5	$0,35 + 5.0.01 = 0,4$	$6,25 + 375.0.01 = 10$
6	$0,4 - 5.0.01 = 0,35$	$10 + 375.0.01 = 13,75$
7	$0,35 - 10.0.01 = 0,25$	$13,75 + 300.0.01 = 16,75$
8	$0,25 - 10.0.01 = 0,15$	$16,75 + 200.0.01 = 18,75$
9	$0,15 - 10.0.01 = 0,05$	$18,75 + 100.0.01 = 19,75$
10	$0,05 - 5.0.01 = 0$	$19,75 + 25.0.01 = 20$

Znając skoki środka krążka K w poszczególnych odstępach czasu, możemy z łatwością wykreślić krzywą otwierania (rys. 177). Stosownie do średnicy wału przyjmujemy promień r koła spoczynku oraz $r_1 = r + 0,5$ do 1 *mm.* W pewnym punkcie I kreślimy krążek K oraz dla środka ostatniego — koło spoczynku o promieniu R_k . Od punktu O odkładamy kąt $\varepsilon = 48^\circ$ w kierunku przeciwnym do obrotu wału; — kąt ten dzielimy na 10 równych części. Przyjmujemy, że krzywka jest nieruchomą, a krążek K toczy się po krzywce w kierunku przeciwnym do obrotu wału. Aby znaleźć każdorazowe położenie środka krążka, łączymy poszczególne punkty podziału 1 do 10 ze środkiem wału, a na odnośnych przedłużeniach promieni odkładamy od koła spoczynku o promieniu R_k obliczone w tabelce skoki środka krążka; — z poszczególnych w ten sposób znalezionych środków zataczamy łuki promieniem krążka K . Łuki te ograniczają na krzywce krzywą otwierania zaworu, która w punkcie X przechodzi w koło o promieniu R , dające całkowity skok m

krążka. Teraz odkładamy kąt φ , przez co znajdujemy, że zawór musi być zamknięty w punkcie II.

Dla okresu zamykania zaworu przyjmujemy kąt $\xi \cong \varepsilon$, — w danym wypadku $\xi = 52,8^\circ$. Jeżeli kąt ten, czyli czas zamykania zaworu podzielimy na 11 części, to odstęp (interwał) wynosić będzie 0,01 sekundy. Ze względu na to, że przy zamykaniu zaworu tarcie w dławnicy działa w kierunku przeciwnym, oraz że jest ono w pierwszej chwili duże, bo trzon zaworu był przy otwartym zaworze nieruchomy, przyjmujemy dla pierwszych dwóch odstępów mniejsze przyspieszenia. Na podstawie przyjętej krzywej przyspieszeń według linii — (rys. 177) obliczamy wyniki dla zamykania zaworu, podane w poniżej umieszczonej tabeli.

Punkt	Prędkość v m/sec.	Skoki środka krążka w mm.
0	0	20
1	$5 \cdot 0,01 = 0,05$	20 — $25 \cdot 0,01 = 19,75$
2	$0,05 + 5 \cdot 0,01 = 0,1$	19,75 — $75 \cdot 0,01 = 19$
3	$0,1 + 10 \cdot 0,1 = 0,2$	19 — $150 \cdot 0,01 = 17,5$
4	$0,2 + 10 \cdot 0,01 = 0,3$	17,5 — $250 \cdot 0,01 = 15$
5	$0,3 + 5 \cdot 0,01 = 0,35$	15 — $325 \cdot 0,01 = 11,75$
6	$0,35 + 0 = 0,35$	11,75 — $350 \cdot 0,01 = 8,25$
7	$0,35 - 5 \cdot 0,01 = 0,3$	8,25 — $325 \cdot 0,01 = 5$
8	$0,3 - 10 \cdot 0,01 = 0,2$	5 — $250 \cdot 0,01 = 2,5$
9	$0,2 - 10 \cdot 0,01 = 0,1$	2,5 — $150 \cdot 0,01 = 1$
10	$0,1 - 5 \cdot 0,01 = 0,05$	1 — $75 \cdot 0,01 = 0,25$
11	$0,05 - 5 \cdot 0,01 = 0$	0,25 — $25 \cdot 0,01 = 0$

Na podstawie powyższych danych wykreślamy na krzywce krzywą zamykania zaworu w analogiczny sposób jak krzywą otwierania.

Po ustaleniu kształtu krzywki projektujemy mechanizm stawidłowy, przyjmując taką przekładnię w dźwigniach, aby zawór posiadał skok o 10% do 15% większy od normalnego. Znając ciężar mechanizmu stawidłowego, zaworu i jego

trzonu, obliczamy siły, potrzebne do przyspieszenia mas mechanizmu,

W pierwszej części krzywki otwierania krzywka względnie krążek musi: przyspieszyć masy mechanizmu stawidłowego, podnosić niewyważony jego ciężar, przezwyciężyć tarcie w dławnicy i ścisnąć sprężynę. W kierunku otwierania zaworu działa natomiast ciśnienie pary na trzon zaworowy, zawsze w zaworach wlotowych, a w wylotowych tylko przy pracy z próżnią. Masy mechanizmu trzeba zredukować na trzon zaworowy, jeżeli posiadają one z powodu zastosowania przekładni w dźwigniach inną szybkość od zaworu. Ponieważ moment bezwładności pewnego ciała w stosunku do pewnego punktu równa się iloczynowi masy przez odległość do kwadratu punktu ciężkości ciała od obranego punktu, czyli $J = M \cdot r^2$, przeto trzeba przeprowadzać redukcję, uwzględniając przekładnię do kwadratu. Począwszy od punktu 5 (rys. 177), w którym uzyskuje się v_{max} w okresie otwierania zaworu, siła sprężyny musi zwolnić masy poprzednio równomiernie przyspieszane. Aby uniknąć odłączenia się krążka od krzywki, siła sprężyny musi zawsze wywierać pewien nacisk krążka na krzywkę.

Po przebiegnięciu pod krążkiem górnego koła spoczynku o promieniu R rozpoczyna się w punkcie G krzywki zamykanie zaworu. Siła sprężyny musi najpierw przyspieszyć masy, a po osiągnięciu v_{max} krzywka musi je zwolnić. Jak poprzednio wspomniano, wykonywa się zwykle $\rho_1 > \rho$ (rys. 173), względnie $\xi > \varepsilon$ (rys. 177), aby uniknąć stosowania zbyt silnych sprężyn.

Rozważmy teraz konkretny przykład obliczenia sił działających na krążek. Za podstawę mają służyć wykresy przyspieszeń przedstawione na rys. 177 oraz mechanizm zaworu wylotowego, uwidoczniony na rys. 172. Najpierw musimy zredukować wszystkie masy mechanizmu na trzon zaworowy. Masę dźwigni $c - h$ o długości q i o ciężarze G_c , której punkt ciężkości oddalony jest od c o odległość z , redukujemy na punkt h według wzoru:

$$M_c = \frac{G_c}{g} \cdot \frac{z^2}{q^2}$$

W analogiczny sposób redukujemy masę dźwigni $i - k$ o długości x i o ciężarze G_k na punkt i :

$$M_k = \frac{G_k}{g} \cdot \frac{z_1^2}{x^2},$$

jeżeli z_1 — odległość punktu ciężkości dźwigni od punktu k .

Niechaj ciężar krążka i drążka stawidłowego wynosi G_d , a masa: $M_d = \frac{G_d}{g}$, to masa działająca punkcie i w kierunku $h - i$ wynosi: $M_s = M_c + M_k + M_d$, a ciężar $G_s = M_s \cdot g$.

Redukując tę masę na trzon zaworowy, otrzymujemy:

$$M_{sr} = M_s \cdot \frac{x^2}{y^2},$$

jeżeli x — długość $i - k$, y — odległość pomiędzy punktem k i trzonym zaworowym.

Masę ramienia y o ciężarze G_v redukujemy także na trzon zaworowy:

$$M_v = \frac{G_v}{g} \cdot \frac{z_2^2}{y^2},$$

jeżeli z_2 — odległość punktu ciężkości ramienia od punktu k .

Przyjmijmy, że ciężar zaworu, trzonu zaworowego, jego wodzika w nasadzie i sprężyny wynosi G_w , czyli masa $M_w = \frac{G_w}{g}$, to wszystkie masy zredukowane na trzon zaworowy wyniosą:

$$M = M_w + M_v + M_{sr}.$$

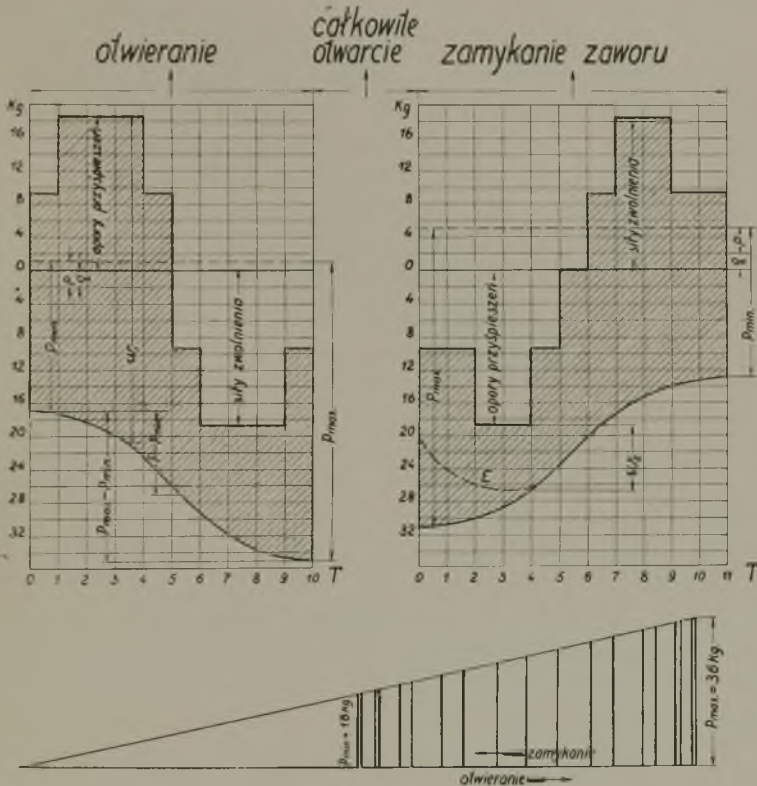
Niechaj $x = 1,2 y$, to skok zaworu wynosi — $20 : 1,2 \approx 16,7$ mm.

Przy $G_s = 7,2$ kg i $G_w + G_v = 8$ kg, otrzymalibyśmy:

$$M = \frac{8}{9,81} + \frac{7,2}{9,81} \cdot 1,2^2 \approx 1,87.$$

Na podstawie wykresu przyśpieszeń (rys. 177) otrzymujemy siły przyśpieszające: $1,87 \cdot 5 = 9,35$ kg i $1,87 \cdot 10 = 18,7$ kg. Wartości te odkładamy w rys. 178 od koła spoczynku dla

okresów otwierania i zamykania zaworu. Chcąc znaleźć całkowity nacisk krążka na krzywkę, musimy do tych sił dodać lub od nich odjąć inne siły działające. Tarcie w dławnicy przyjmujemy $q = 2 \text{ kg}$; — w okresie otwierania trzeba



Rys. 178.

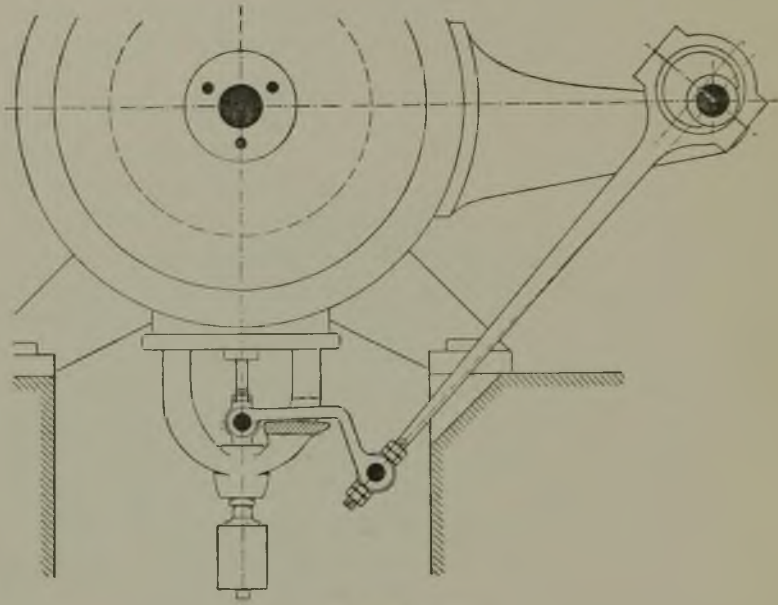
je dodać, a w okresie zamykania zaworu odjąć. Obliczony nacisk pary na trzon zaworowy $p = 3 \text{ kg}$ odejmujemy, bo przyjęliśmy maszynę pracującą z kondensacją. Ciężaru zaworu nie uwzględniamy, ponieważ jest on w danym wypadku prawie zupełnie wyważony ciężarem mechanizmu stawidłowego, co oczywiście nie zawsze ma miejsce. W końcu musimy dodać siłę sprężyny, która w drugiej części okresu otwierania zaworu musi spowodować zwolnienie mas poprzednio przyspieszonych, a w pierwszej części okresu za-

mykania zaworu przyspieszać je. Przyjmujemy, że siła sprężyny wynosi przy zamkniętym zaworze $P_{min} = 18 \text{ kg}$, a przy całkowicie otwartym — $P_{max} = 36 \text{ kg}$. Przy założonym skoku zaworu mamy więc wykres sprężyny uwidoczniiony na rys. 178; — na podstawie ostatniego i na podstawie obliczonych skoków krążka w poszczególnych punktach I do 10, względnie I do II (rys. 177) oraz przekładni w mechanizmie możemy więc obliczyć siłę sprężyny działającą przy każdym skoku krążka i wykreślić ją w wykresie sił przyspieszeń rysunku 178. W ten sposób znajdujemy naciski pomiędzy krążkiem i krzywką, np. w_1 , w_2 i t. d. Jeżeli krążek nie ma odłączyć się od krzywki, aby następnie o nią uderzyć z siłą, musi wspomniany nacisk być zawsze $w > 0$. W danym wypadku widzimy, iż mimo przyjęcia małych przyspieszeń w okresie zamykania zaworu otrzymujemy najmniejszą wartość nacisku w punkcie 4, mianowicie $w_2 \cong 8 \text{ kg}$, co w razie większego tarcia w dławnicy mogło by nawet nie wystarczać. Wówczas trzeba by wziąć silniejszą sprężynę która przyczynia się jednak do większego ścierania się części mechanizmu. Mały nacisk pomiędzy krążkiem i krzywką trwa nawet dłużej, począwszy od punktu 0, bo w chwili rozpoczęcia zamykania zaworu tarcie w dławnicy jest większe. Nacisk rozważany będzie w rzeczywistości ograniczony krzywą E . Również w chwili podnoszenia się zaworu z siodeł tarcie będzie większe od założonego w wykresie, lecz zwiększa ono w tym okresie tylko nacisk pomiędzy krążkiem i krzywką.

W powyższych rozważaniach nie uwzględniono siły, powstającej skutkiem ssania pary w chwili otwierania i zamykania zaworu, działającej w kierunku zamknięcia zaworu, oraz nacisku niezupełnie odciążonego zaworu w chwili podnoszenia się tego ostatniego z siodeł. Siły te, z których pierwszą trudno ocenić, są nieuniknione, a zwiększają one tylko nacisk pomiędzy krążkiem i krzywką, wprowadzając w okresach, w których jest on duży. W końcu zaznaczyć trzeba, że można stosować znacznie większe przyspieszenia od przyjętych w przykładzie, mianowicie $b = 20$ do 30 m/sec^2 , jeżeli zależy na dłuższym okresie całkowitego otwarcia zaworu, lecz wówczas siła sprężyny musi być znacznie większa.

§ 47. STAWIDŁA BIEGUNOWE.

Całość powyższego stawidła w odniesieniu do zaworu wylotowego uwidacznia rys. 180. Mimośród okliniony na wale sterującym, uruchamia bezpośrednio za pomocą drążka biegun, który otwiera i zamyka zawór. Ponieważ biegun jest połączony z drążkiem, przeto jest wciąż w ruchu, lecz tylko

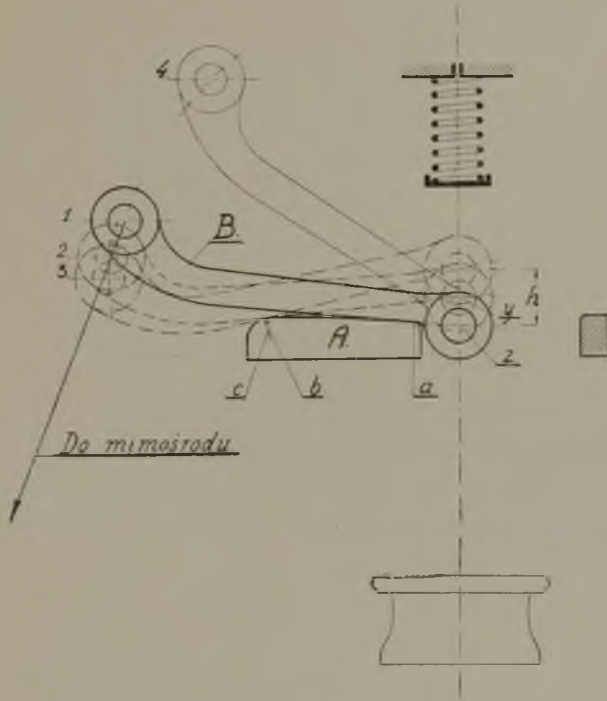


Rys. 180.

część obrotu mimośrodów służy do otwierania i zamykania zaworu. Celem prawidłowego przenoszenia napędu mimośrodów musi drążek przy swym środkowym położeniu tworzyć z dźwignią w przybliżeniu kąt prosty, gdyż tylko wówczas stosunek przekładni pozostaje bez zmiany.

Działanie stawidła biegunowego rozważmy na podstawie rys. 181, przedstawiającego napęd zaworu wlotowego. Biegun *B*, uruchamiany mimośrodowo, opiera się na podkładce stałej *A*, umocowanej w nasadzie zaworowej. Połączony z biegunem *B* trzon zaworu jest obciążony siłą sprężyny umieszczonej w nasadzie. W chwili rozpoczęcia otwierania zaworu i w chwili osiadania jego na siodle, biegun powinien przylegać do podkładki w punkcie *a*, znajdującym się moż-

liwie blisko trzonu zaworowego; — wówczas drugi koniec bieguna znajduje się w punkcie 1. Przy dalszym ruchu mimośrodzie przyleganie wspomniane oddala się od trzonu zaworowego, mianowicie gdy biegun przylega w punkcie *b*, to

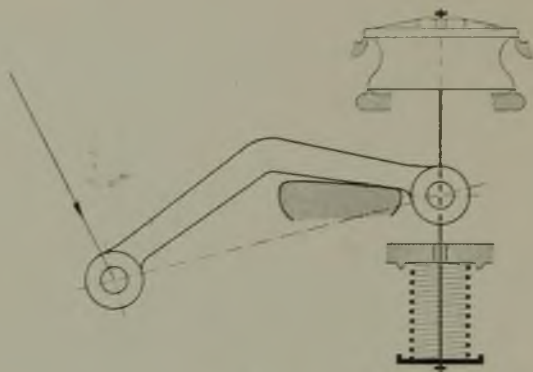


Rys. 181.

drugi koniec bieguna znajduje się w punkcie 2, a zawór wykonał skok $z - y$. Przy dalszym obrocie mimośrodzie biegun ślizga się przy otwartym zaworze po mniejszym łuku podkładki $b - c$. W punkcie *c* zawór wykonał skok *h*, a drugi koniec bieguna doszedł do punktu 3. Przy zamykaniu zaworu ruch bieguna odbywa się w kierunku przeciwnym, mianowicie gdy biegun zetknie się z podkładką w punkcie *a*, to zawór osiada na siedle. Ze względu na stałe połączenie jednego końca bieguna z mimośrodem i obciążenie drugiego końca siłą sprężyny, biegun odłącza się przy dalszym ruchu mimośrodzie i zamkniętym zaworze od podkładki; — jeden koniec bieguna pozostaje w punkcie *z*, a drugi dochodzi do punktu 4. Dzięki powyższemu stawidło biegunowe

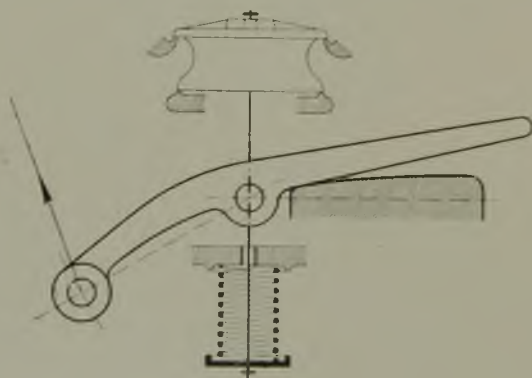
wywiera skutki dźwigni o zmiennej przekładni.

W chwili podnoszenia się zaworu z siodła i osiadania na nim przekładnia jest największa, czyli szybkość ruchu



Rys. 182

zaworu bardzo mała. Skutkiem tego siła, potrzebna do przyspieszenia zaworu, jest stosunkowo nieduża, przez co części mechanizmu podlegają mniejszemu zderciu. Równocześnie

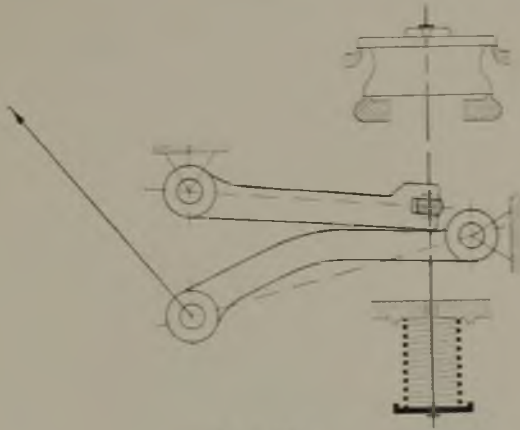


Rys. 183.

powolny ruch zaworu przy osiadaniu jego na siodłach zmniejsza uderzenia o takowe.

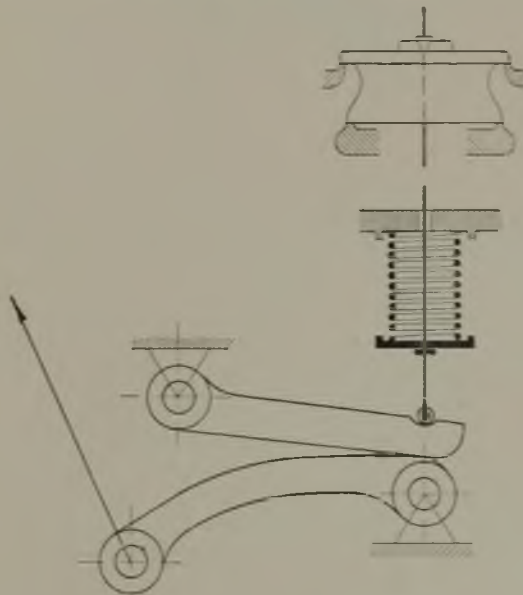
Inne układy stawideł biegunowych widzimy na rys. 182 do 185. Rysunki 182 i 183 odnoszą się do stawidła wylotowego ze stałą podkładką; — w pierwszym wypadku drążek jest naprężony na ściskanie, natomiast w drugim — na roz-

ciąganie. Zaznaczyć jednak należy, że układ według rys. 183 jest rzadko używany, ponieważ sprawia trudności konstruk-



Rys. 184.

cyjne przy projektowaniu kształtu nasady. Rysunki 184 i 185 przedstawiają stawidła wylotowe z dwoma rucho-



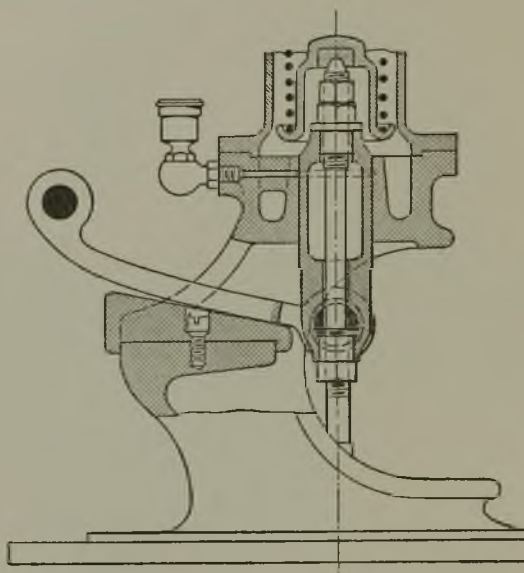
Rys. 185.

my mi biegunami, z których każdy posiada jeden stały punkt obrotu. Układy te mogą być oczywiście stoso-

wane także do napędu zaworów wlotowych. Ze względów na korzystniejszą przekładnię lepszy jest układ według rys. 185 (używany często w maszynach gazowych obustronnego działania), lecz wymaga on celem umieszczenia sprężyny nasady zaworowej znacznie dłuższej.

Z powyższego opisu wynika, że mamy dwa rodzaje stawideł biegunowych, mianowicie:

1) stawidła ze stałą podkładką czyli z ruchomym punktem obrotu bieguną,



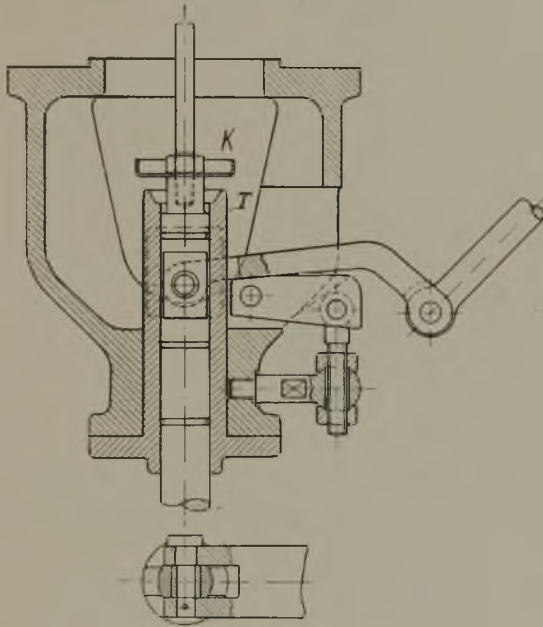
Rys. 186.

2) stawidła z dwoma ruchomymi biegunami czyli z dwoma nieruchomymi punktami obrotu biegunów.

Porównywując te dwa typy, zaznaczyć trzeba, że w stawidłach drugiego rodzaju sprężyna przyspiesza w okresie zamykania zaworu mniejszą masę części stawidłowych, bo tylko zawór, jego trzon i jeden biegun; — sprężyna może być więc słabsza, czyli mniej obciąża mechanizm stawidłowy. Z tej przyczyny stosuje się dwa ruchome bieguny w maszynach, posiadających duże masy mechanizmu stawidłowego (np. w maszynach gazowych obustronnego działania).

Jako przykłady umieszczenia stawidła biegunowego w nasadzie zaworowej mogą służyć rysunki 186 do 189. Na rys. 186

jest uwidocznione stawidło wlotowe z ruchomym punktem obrotu bieguna. Oczywiście podkładka biegunowa może być umocowana w nasadzie w sposób prostszy. Rys. 187 przedstawia natomiast stawidło wylotowe, w którym można przestawiać stałą podkładkę, aby móc zmieniać w niewielkich granicach wylot przedzwrotowy i kompresję. W nasadzie znajduje się tuleja *T*, ponieważ ten sam model nasady służy

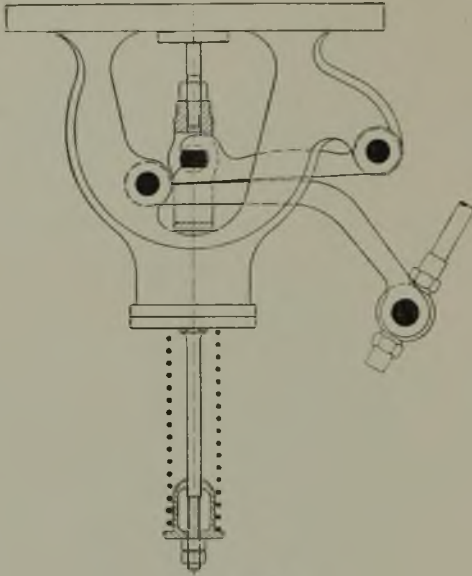


Rys. 187.

jako nasada wlotowa. Miseczka *K* zapobiega dostawaniu się skroplin z dławnicy do prowadnicy w tulei *T*. Budowę stawideł z dwoma ruchomymi biegunami uwidaczniają rys. 188 (wylotowe) i rys. 189 (wlotowe).

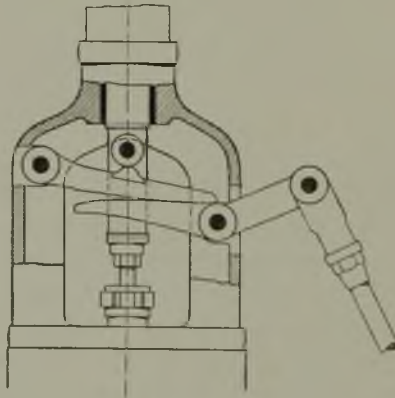
Przechodząc do rozważenia kształtu biegunów, podkreślić należy, że powinien on być tego rodzaju, aby bieguny ulegały możliwie małemu zdzieraniu. Wobec tego nie jest dopuszczalne, aby bieguny ślizgały się po sobie, gdyż powinny one toczyć się po sobie. Ostatni warunek osiąga się w stawidle biegunowym ze stałą podkładką, jeżeli (rys. 190) $R = 2r$, przy czym promienie te muszą przechodzić przez środek czopa *Z*, znajdującego się w środku trzonu zaworo-

wego. Wówczas bowiem punkt Z przy ruchu bieguna postępuje w górę podług linii $Z - M$.



Rys. 188.

Ze względu na łatwiejszą obróbkę wykonywa się w praktyce zwykle biegun prosty (rys. 191), a podkładka otrzymuje



Rys. 189.

promień o kierunku przeciwnym. Jak wynika z rysunku, przedłużenie dolnej powierzchni ruchomego bieguna musi przechodzić przez środek czopa Z w trzonie zaworowym. Celem

uzyskania ruchu środka czopa Z możliwie po osi trzonu zaworu punkt N podkładki A na początku zaokrąglenia promieniem ρ ustala się w ten sposób, by przy zamkniętym zaworze znajdował się on wyżej od punktu Z o wymiar x , wynoszący od 0,33 do 0,66 skoku zaworu. Dla osiągnięcia wspomnianego wyniku podany wymiar x otrzymujemy się przez

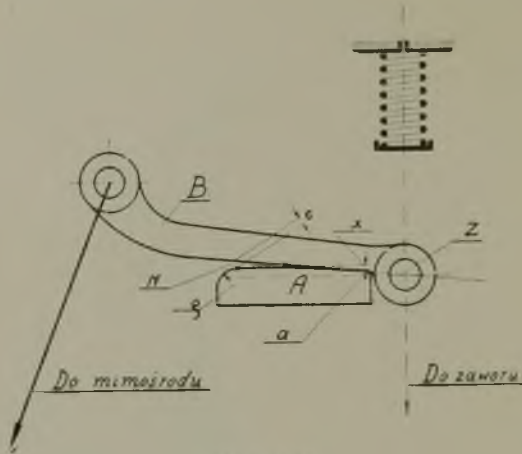


Rys. 190.

dobieranie szeregiem prób. Szybkość otwierania zaworu mechanizmem biegunowym zależy od wielkości szczeliny c pomiędzy punktem N i biegunem w chwili rozpoczęcia ruchu zaworu. Im mniejsza jest ta szczelina, którą nazywamy wychYLENIEM, tym szybciej zawór zostaje otwierany i zamykany, czyli tym większe są jego uderzenia o siodła. Wychylenie c wykonywa się od 2 do 10 mm, mianowicie mniejsze wartości w wolnobieźnych, a większe w szybkobieźnych maszynach. Oczywiście stosowanie większego wychylenia powoduje większe dławienie pary.

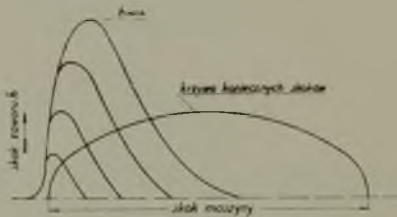
Z powyższego wynika, że mechanizm biegunowy spełnia tylko wówczas swe zadanie dźwigni o zmiennej przekładni, je-

żeli jest prawidłowo ustawiony. Wymaga to częstej kontroli przy obsłudze stawidła. W szczególności należy zwracać uwagę na to, aby bieguny dotykały się w punkcie *a* (rys. 191)



Rys. 191.

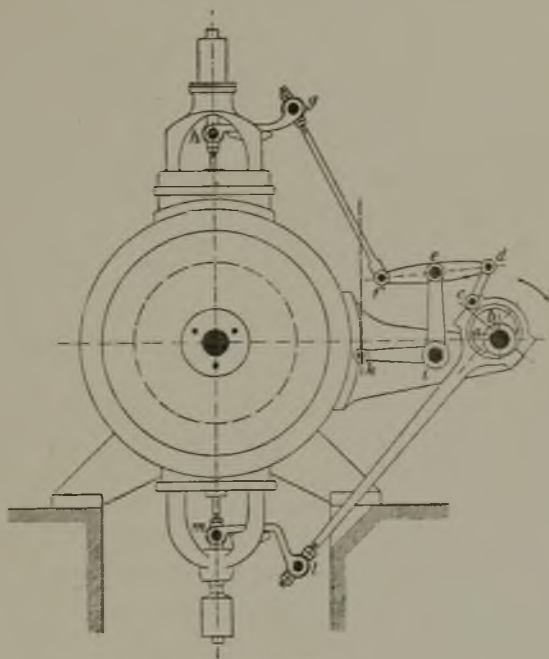
w chwili rozpoczęcia ruchu zaworu. W razie przeciwnym bowiem, np. gdyby we wspomnianej chwili bieguny stykały się w pobliżu punktu *N*, — cel stawidła byłby chybiony. Mechanizm stawidłowy ulegałby wtedy silniejszemu zdzieraniu, a zawór osiadał by na siodle z silnym uderzeniem.



Rys. 192.

Stawidła biegunowe wykonywa się prawie wyłącznie dla niezmiennego rozrzędu pary, ponieważ otrzymuje się wówczas mechanizm prosty, zdolny do opanowania dużych mas stawidłowych i dużych przyspieszeń. Natomiast stosowanie zmiennej wielkości napełnienia prowadzi naogół do bardzo zawilego, a zatem kosztownego mechanizmu stawidłowego. Oprócz tego przy zmiennym rozrzędzie pary zachodzi bardzo duże naprężenie sprężyny zaworowej,

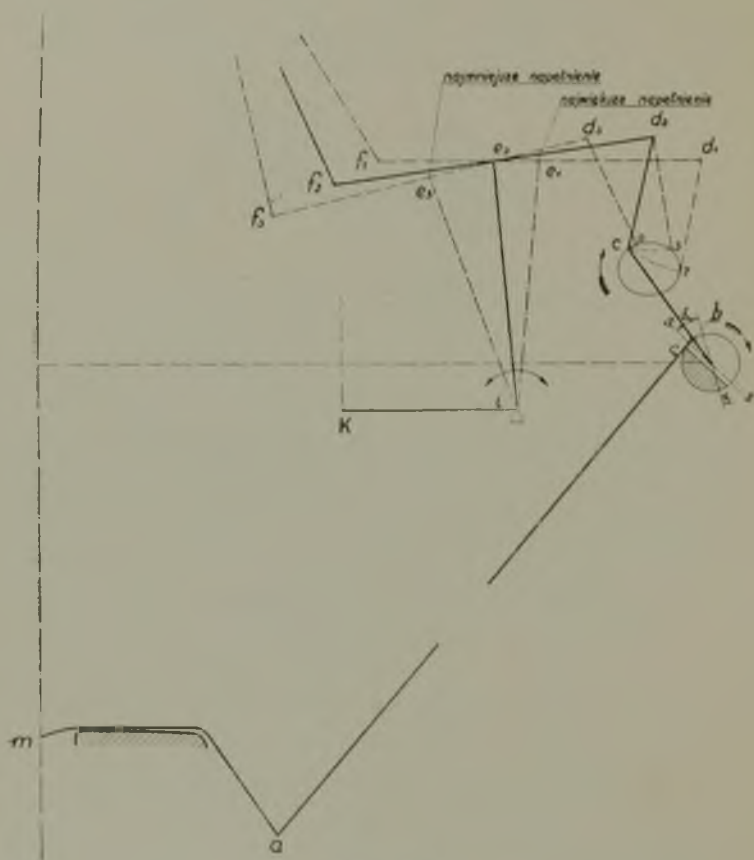
bo skok h zaworu wzrasta znacznie przy większych napełnieniach (rys. 192). Zmniejszenie największego skoku h_{max} powodowałoby również zmniejszenie skoków zaworu przy mniejszych napełnieniach, czyli przyczyniałoby się do dużego dławienia pary. Wielka różnica pomiędzy normalnym i największym skokiem zaworu zmusza jednak do budowy długiego zaworu, co jest niekorzystne przede wszystkim ze względu na uzyskanie jego szczelności.



Rys. 193.

Licznych, bardzo skomplikowanych, a dziś już nie budowanych konstrukcyj stawideł biegunowych dla zmiennego rozrządu pary nie będę podawał, przytoczę tylko jako przykład takiego stawidła jedno z najprostszych, tj. stawidło Widmanna (rys. 193). W stawidle tym jeden mimośród uruchamia zawór wlotowy i wylotowy, mianowicie pierwszy bezpośrednio zapomocą drążka $b-l$, natomiast drugi przy pomocy przytwierdzonej do pokrywy mimośrodu kierownicy $c-d$, dźwigni $d-f$ i drążka umocowanego w punkcie f . Położenie punktu obrotu e dźwigni $d-f$ ustala regulator,

którego mechanizm jest połączony z punktem k . Przy zmianie położenia pochwy regulatora punkt e opisuje łuk wokoło wałka regulacyjnego i . Jeżeli punkt e zbliża się do cylindra, to maszyna pracuje z mniejszym napełnieniem, a jeżeli zbliża się do wału sterującego — z większym.



Rys 194

Stawidło Widmanna buduje się zwykle w ten sposób, aby procentowy wlot przedzwrotowy nie podlegał żadnej zmianie (rys. 194). Przyjmując mimośrodowość, znamy drogę punktu b , oraz znajdujemy drogę punktu c . Przy napełnieniu średniej wielkości mechanizm stawidłowy znajduje się przy wlocie przedzwrotowym w położeniu $d_2 - e_2 - f_2$, — przy największym napełnieniu mamy położenie $d_1 - e_1 - f_1$, zaś

przy najmniejszym napełnieniu — położenie $d_3 - e_3 - f_3$. Momenty rozpoczęcia rozprężania pary w cylindrze znajdujemy dla powyższych napełnień, wykreślając wokoło punktów d_2, d_1 i d_3 łuki promieniami $d_2 - c, d_1 - c, d_3 - c$. Znajdujemy przez to na drodze opisywanej przez punkt c punkty 3, 7, 0, które określają położenie dźwigni $c - d$ w chwili ukończenia napełnienia średniej wielkości (punkt 3), największego (punkt 7) i najmniejszego (punkt 0).

Przy projektowaniu mechanizmu dla zaworu wylotowego, trzeba oczywiście dobrać układ, który zapewnia osiągnięcie dostatecznego kąta przodowania. W tym celu wykreślamy prostopadłe do środkowego kierunku drążka mimośrod $b - a$ linię $S - S$, która daje nam kąt przodowania δ_1 . Linia łącząca punkty początku wylotu przedzwrototowego W_y i początku kompresji C_0 , może być równoległą do linii $S - S$, jeżeli długość $b - a$ drążka mimośrod jest duża w stosunku do mimośrodowości.

§ 48. PROJEKTOWANIE STAWIDEŁ BIEGUNOWYCH.

Najpierw obliczamy na podstawie wzoru $F \cdot c = f \cdot v$ wolne przekroje zaworu wlotowego i wylotowego. Jeżeli przyjmiemy niezmienny rozrząd pary, to zaprojektowany dla określenia wymaganej mocy silnika wykres indykatora daje nam wielkość charakterystycznych okresów rozrządu pary, mianowicie punkty Ex, C_0 i W_y . Na podstawie tych danych kreślimy wykresy suwakowe, osobny dla wlotu i dla wylotu. Średnicę koła suwakowego poleca się przyjąć 100 mm.

Przy projektowaniu wykresu suwakowego dla zaworu wlotowego (rys. 195), przyjmujemy jednakowe napełnienie po stronie ku — i odkorbowej, oraz kąty α_t i α_p (w granicach 7° do 12°), które nie powinny bardzo różnić się. Wykreślając łuki $L = 5 R_c$, znajdujemy na kole korby punkty Ex_t i Ex_p oraz po stronie odkorbowej przysłonięcie e_t , zaś po stronie kukorbowej przysłonięcie e_p . Celem znalezienia kątów przodowania δ_{et} po stronie odkorbowej i δ_{ep} po stronie kukorbowej, kreślimy równoległe do linii $Wl_t - Ex_t$ linię $Set - Set_t$, a równoległe do linii $Wl_p - Ex_p$ linię $Sep - Sep_t$. Z otrzymanego wykresu suwakowego wynika, że zawór wlotowy jest otwarty po stronie odkorbowej w czasie, w którym korba

odmyków kanałów sterujących, a zatem pewien pogląd na szybkość otwierania i zamykania kanałów, znajdujemy z niego w stawidłach zaworowych tylko charakterystyczne punkty rozrządu pary, t. zw. przysłonięcia, odnoszące się tutaj tylko do mechanizmu stawidłowego, oraz kąty przodowania. Natomiast wielkość skoków zaworu zależy od rodzaju mechanizmu stawidłowego.

Na podstawie wykresu suwakowego o średnicy 100 mm projektujemy mechanizm stawidłowy (rys. 195). Odległości wału sterującego O i bieguny od osi cylindra znajdujemy kwadratkcyjnie.

Stosownie do wielkości maszyny przyjmujemy mimośrodowość R , oraz wymiary i kształt bieguny, który rysujemy dla momentu, w którym ma rozpocząć się otwieranie zaworu. Prostopadle do środkowego kierunku drążka mimośrodę $P-O$ kreślimy linię środkowego położenia mimośrodę $S-S$. Odkładając od tej linii w odpowiedniej skali przysłonięcia e_1 i e_2 , znajdujemy na kole mimośrodę punkty $W1$ i Lx dla strony od — i kukerbowej. Punkty te mogą być połączone linią prostą, ponieważ długość drążka $P-O$ jest bardzo duża w stosunku do mimośrodowości R . Mimośrodowość R przyjmuje się przeważnie tak dużą, aby wymiar e_1 w wykresie suwakowym równał się mniej więcej skokowi zaworu. Odkładając od punktów $W1$ kąty α_1 i α_2 , znajdujemy położenia linii drogi tłoka, mianowicie LDT , dla strony odkorbowej i LDT , dla strony kukerbowej.

Na podstawie powyższego znajdujemy przy poszczególnych skokach maszyny podniesienia zaworu, czyli wykresy skoków zaworu dla strony od — i kukerbowej. Celem ułatwienia pracy wyposzkodkowania skoków zaworu, poleca się wyciąć z taktury bieguny lub też narysować je na kalce. Po otrzymaniu prawidłowo przebiegającej krzywej skoków zaworu trzeba jeszcze sprawdzić, czy dławienie pary w czasie dopływu jej do cylindra nie przekracza dopuszczalnych granic.

Badanie to przeprowadzamy w sposób podobny jak w stawidłach suwakowych (patrz § 35). Najpierw wykreślamy krzywą prędkości tłoka (rys. 196) i ustalamy skalę tego wykresu przez obliczenie największej prędkości tłoka:

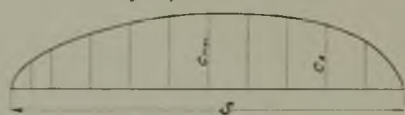
$$c_{max} = \frac{s \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ m/sec.}$$

gdzie s oznacza skok maszyny w m , zaś n liczbę obrotów na minutę.

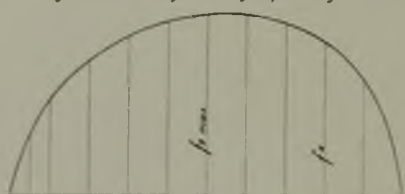
Następnie obliczamy największy konieczny wolny przekrój przepływowy $f_{e \max}$ przy największej prędkości tłoka ze wzoru:

$$f_{e \max} = \frac{F \cdot c_{m \max}}{v_{e \max}} \quad \text{cm}^2; \quad -$$

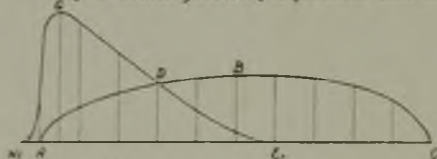
Krzywa prędkości tłoka



Krzywa koniecznych wolnych przekrojów zaworu



Krzywe koniecznych i rzeczywistych skoków zaworu



Rys. 196.

we wzorze tym oznacza: F — czynne pole tłoka w cm^2 , $v_{e \max}$ — prędkość pary w m/sec , przy której przekroczeniu rozpoczyna się w czasie napełnienia cylindra dławienie pary. Wielkość $v_{e \max}$ przyjmujemy na podstawie § 35.

Obliczoną wielkość $f_{e \max}$ rysujemy (rys. 196) jako rzędną w środku długości linii $A-C$, przedstawiającej skok maszyny s . Inne rzędne potrzebnych wolnych przekrojów obliczamy ze wzoru:

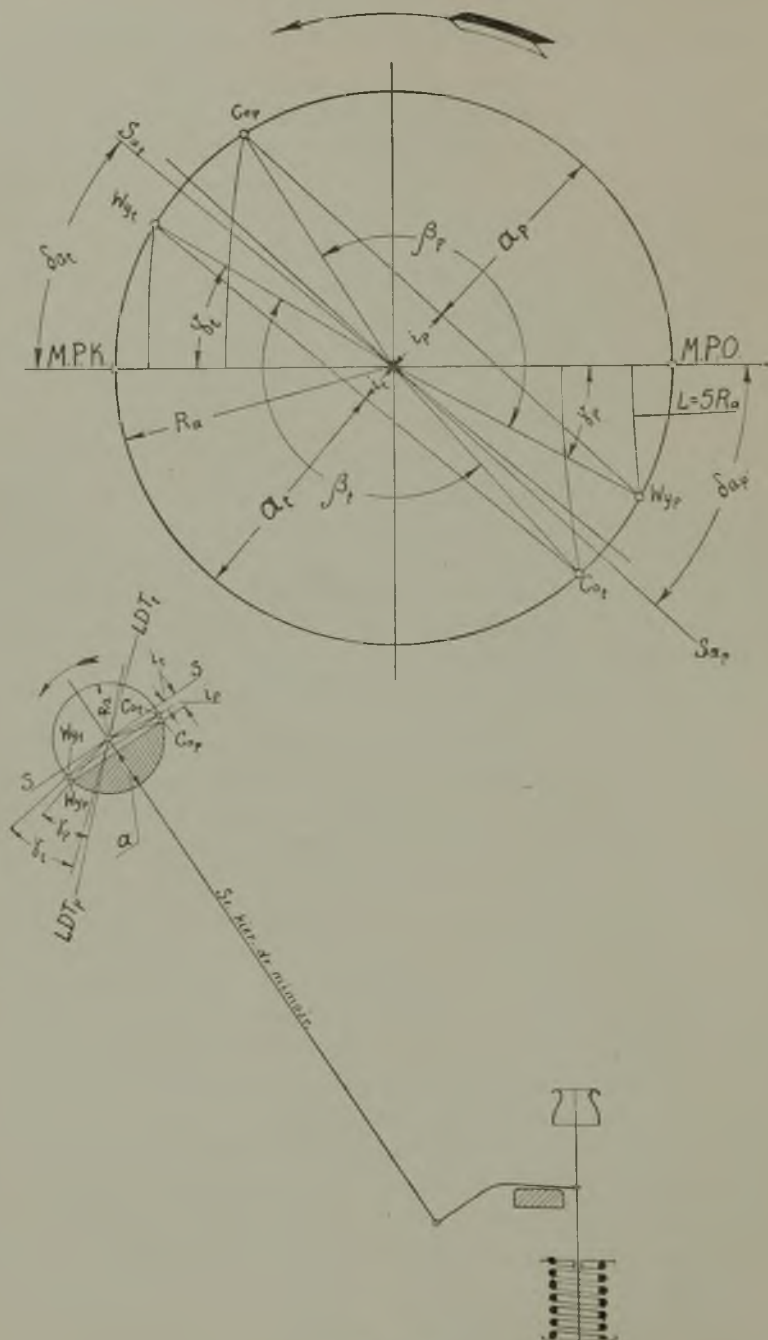
$$f_x = \frac{f_{e \max} \cdot c_x}{c_{\max}},$$

w którym c_x oznacza prędkość tłoka przy rozważanym położeniu korby.

Na podstawie krzywej koniecznych wolnych przekrojów zaworu oblicza się i wykreśla krzywą koniecznych skoków zaworu $A - B - C$. Nad linią $A - C$ kreślimy teraz krzywą rzeczywistych skoków zaworu $Wl - G - Ex$. Krzywa ta przecina krzywą $A - B - C$ w punkcie D , czyli począwszy od tego punktu rozpoczyna się dławienie pary. Jeżeli długość $D - Ex$ jest zbyt duża w stosunku do całego okresu otwarcia zaworu, to trzeba zmienić mechanizm stawidłowy (czasem także mimośrodowość) i dążyć do uzyskania krótszego okresu dławienia pary.

W zupełnie analogiczny sposób projektujemy stawidło dla zaworu wylotowego (rys. 197). Najpierw kreślimy wykres suwakowy o średnicy 100 mm, przyjmując jednakową kompresję po obydwóch stronach tłoka. Z wykresu tego znajdujemy na kole korby charakterystyczne punkty rozrządu pary Co i Wy , przysłonięcia i_t i i_p (w odniesieniu do mechanizmu), kąty przodowania δ_{at} i δ_{ap} , oraz czas otwarcia zaworu podczas przebiegania przez korbę kąta β_t lub β_p .

Na podstawie wykresu suwakowego o średnicy 100 mm projektujemy wylotowy mechanizm stawidłowy. Zwykle przyjmuje się dla zaworu wylotowego mimośrodowość R_a mniejszą od R_e . Skok zaworu wylotowego różni się bowiem naogół mało od skoku zaworu wlotowego, natomiast przysłonięcie e jest przeważnie znacznie większe od przysłonięcia i ; — wymiar a przyjmuje się przeważnie równy skokowi zaworu. Po przyjęciu mimośrodowości R_a i narysowaniu całego układu stawidłowego kreślimy prostopadle do środkowego kierunku drążka mimośrodu linię środkowego położenia $S - S$. Odkładając od ostatniej przysłonięcia i_t i i_p , znajdujemy na kole mimośrodu punkty Wy_t i Co_t oraz Wy_p i Co_p , a przez odłożenie kątów γ_t i γ_p otrzymujemy położenia linii drogi tłoka $L D T_t$ i $L D T_p$. Teraz możemy z łatwością znaleźć krzywą skoków zaworu przy różnych położeniach tłoka silnika oraz przeprowadzić badanie, czy dławienie pary nie przekracza dopuszczalnych granic w sposób podany na rys. 196 dla zaworu wlotowego. Wielkość prędkości pary w czasie wylotu $v_a \max$ podano również w § 35.



Rys. 197.

Chcąc przekonać się, czy przyspieszenia zaworu znajdują się w granicach dopuszczalnych, oblicza się takowe w analogiczny sposób, jaki podano w § 46 dla stawideł krzywkowych. Różnica względem ostatniego badania polegała by jedynie na tym, że tutaj znajdujemy na podstawie krzywych skoku zaworu krzywą prędkości i krzywą przyspieszeń jego. Oczywiście można także kształt bieguna wykreslić na mocy przyjętej krzywej przyspieszeń, jak podano dla stawideł krzywkowych w § 46.¹⁾

Jeżeli w wykresach rys. 195 i 197 przyjmiemy jednakową mimośrodowość R_e dla wlotu po stronie ku — i odkorbowej, oraz jednakową mimośrodowość R_a dla wylotu po obydwóch stronach, to skok zaworu wlotowego po stronie odkorbowej jest mniejszy niż po stronie kukorbowej, bo e_t jest większe od e_p ; — natomiast wylotowy zawór przedni posiada mniejszy skok, bo $i_p > i_t$. Gdyby ze względu na budowę zaworu (dławienie pary) było to niedopuszczalne, wówczas trzeba by wykonać $R_{et} > R_{ep}$ oraz $R_{at} < R_{ap}$. W obydwóch wypadkach każdy zawór jest okliniony pod innym kątem przodowania.

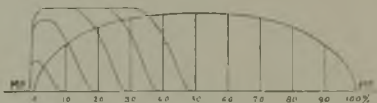
Bieguny wykonywa się ze stopu stali umożliwiającego hartowanie ich na powierzchni. Szczególną trzeba zwrócić uwagę na należyte ich smarowanie. Szerokość bieguna otrzymuje się konstrukcyjnie, aby uzyskać dostateczną długość panewek przy połączeniu bieguna z trzonem zaworu, a przy stawidłach biegunowych o dwóch stałych punktach obrotu — dostateczną długość czopów, wokoło których bieguny obracają się. Dopuszczalne ciśnienie jednostkowe w tych czopach nie powinno przekraczać 80 kg/cm^2 . Ze względu na osiągnięcie małego ścierania się biegunów pożądana jest możliwie duża ich szerokość.

§ 49. STAWIDŁA KRZYWIZNOWE.

Kształt i działanie stawideł krzywiznowych są podobne do stawideł krzywkowych. Różnią się od nich przede wszystkim tym, że krzywizna znajduje się przeważnie na dźwigni

¹⁾ Patrz artykuł inż. Holzera p. t. „Die Waelzhebel“ w Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure r. 1908, str. 2043. Skrót tego artykułu podany w Dubbel „Steuerungen der Dampfmaschinen“ r. 1913, str. 135.

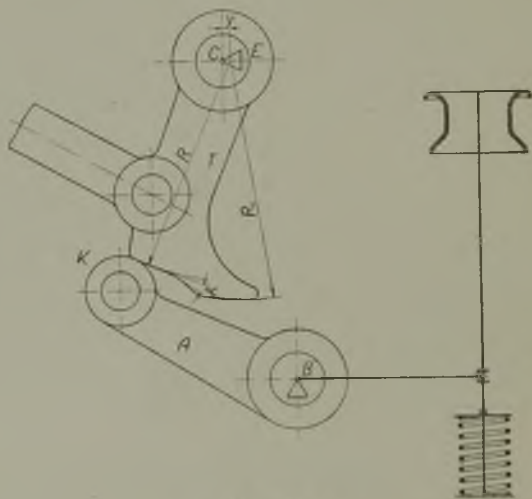
lub też na drążku, które są uruchamiane mimośrodem. Dzięki temu masa, którą sprężyna musi przyspieszyć przy zamykaniu zaworu jest znacznie mniejsza, niż w stawidłach krzywkowych. Z tej przyczyny dopuszczalne jest stosowanie większej liczby obrotów silnika (przy zaworach rurowych do 180 obr/min), oraz działanie regulatora na mechanizm



Rys. 198.

stawidłowy jest łatwiejsze. Jeszcze jedną różnicę posiadają stawidła krzywiznowe względem krzywkowych, a mianowicie zwykle jedna i ta sama krzywizna służy do otwierania i zamykania zaworu.

Stawidła krzywiznowe mają spełniać podobny cel jak biegunowe, t. j. otwierać i zamykać zawór bez uderzeń przy

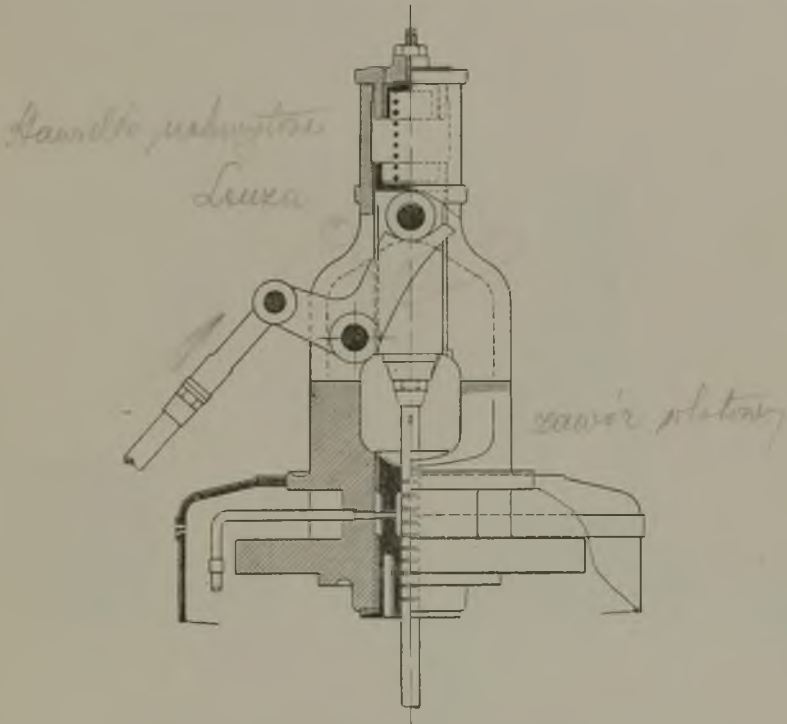


Rys. 199.

stopniowym zwiększaniu lub zmniejszaniu jego prędkości. Otwieranie i zamykanie zaworu może odbywać się szybciej, lecz oczywiście masy podlegające przyspieszeniom muszą być mniejsze. W porównaniu ze stawidłami biegunowymi stawidła krzywiznowe posiadają ważną zaletę, że skok zaworu przy

największym napełnieniu jest tylko nieznacznie większy niż przy napełnieniu normalnym (rys. 198). Skutkiem tego nie powstają tutaj tak duże naprężenia sprężyn, a długość zaworów nie potrzebuje być nadmiernie powiększona.

Oprócz wymienionych zalet stawidła krzywiznowe odznaczają się prostotą budowy, łatwością obsługi i taniością wy-



Rys. 200.

konania. Z tych przyczyn odgrywają one wśród stawideł zaworowych rolę najważniejszą.

Działanie stawidła krzywiznowego rozważmy na podstawie rys. 199. Mimośród, osadzony na wale sterującym, napędza za pomocą drążka dźwigni T , wykonywującej ruchy wahadłowe wokoło czopa C , ułożonego w nasadzie zaworowej. Na zewnętrznym obwodzie dźwigni T znajduje się krzywizna posiadająca kąt wzniesienia α . Krzywizna uruchamia przy ruchu wahadłowym dźwigni T krążek K , umocowany w dźwigni A , co widoczne z rysunku. Czop B , na którym spoczywa dźwignia A , znajduje się również w nasadzie zaworowej.

Przy ruchu dźwigni T w lewo zawór otwiera się słosownie do kształtu krzywizny, a całkowite jego otwarcie następuje wówczas, gdy początek górnego koła spoczynku krzywizny o promieniu R_1 podejdzie pod krążek K . Zamykanie zaworu odbywa się podług tej samej krzywizny przy ruchu dźwigni T w prawo, a zamknięcie zaworu uskutecznia się w chwili zetknięcia się krążka K z dolnym kołem spoczynku o promie-



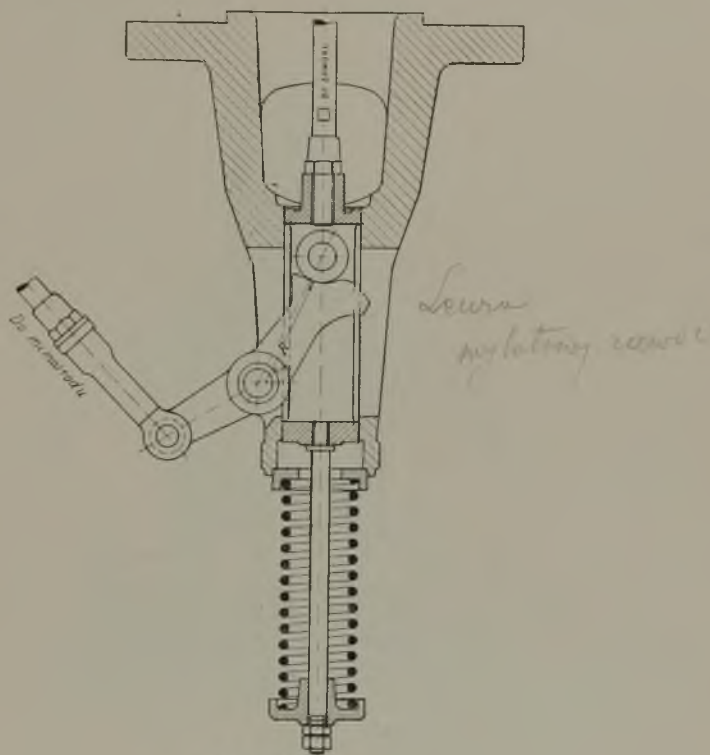
Rys. 201.

niu R . Celem osiągnięcia niezawodnego zamknięcia oraz całkowitego otwarcia zaworu, promienie R oraz R_1 są wykreślone z punktu E , oddalonego od środka czopa C o niewielką odległość y . Kształt krzywizny trzeba, podobnie jak w stawidłach krzywkowych, określić stosownie do dopuszczalnych przyspieszeń zaworu (patrz § 50); — naogół kąt α pomiędzy styczną do dolnego koła spoczynku i krzywizną powinien wynosić 18° do 35° .

Konstrukcje stawideł krzywiznowych są bardzo różnorodne; — przytoczę tylko najważniejsze z nich.

Najwięcej rozpowszechnione jest stawidło *Lentza* (rys. 200 — stawidło wlotowe). Drążek mimośrodkowy wprawia tutaj w ruch wał adłowy dwuramienną dźwignię. Krzywizna,

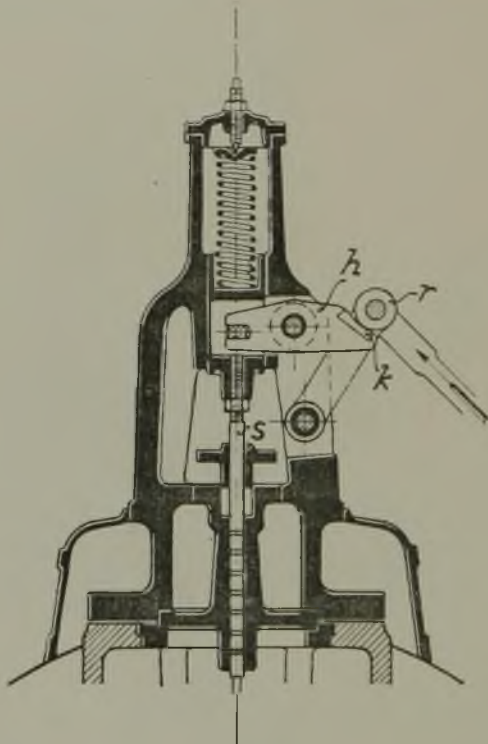
znajdująca się na końcu dźwigni, wywołuje ruchy posuwiste krążka, umocowanego w wodziku, z którym połączony jest trzon zaworu. Przy otwieraniu zaworu, tj. przy ruchu dźwigni w lewo, panuje w drążku mimośrodowym naprężenie na rozciąganie. W okresie spoczywania zaworu na siódlach dźwignia



Rys. 202.

okręca się w prawo, tracąc styczność z krążkiem; — stosownie do największego wychylenia dźwigni w prawo trzeba zaprojektować nasadę zaworu. Zadaniem umieszczonej w nasadzie sprężyny jest wywieranie takiego nacisku, aby krążek nigdy nie odłączył się od krzywizny, tj. sprężyna musi przyspieszyć wodzik z krążkiem, trzon zaworowy i zawór. Oczywiście celem zapewnienia zamknięcia zaworu promień dolnego koła spoczynku krzywizny musi być zatoczony, podobnie jak w rys. 199, ze środka oddalonego o pewną długość od środka obrotu dźwigni.

Stawidło Lentza odznacza się wyjątkową prostotą budowy poszczególnych części, co jasno przedstawia także rys. 201. Dla konstruktora posiada jeszcze tę dogodną stronę, że dźwignia, na której znajduje się krzywizna, jest dwuramienną, skutkiem czego można zastosować przekładnię. Niektórzy zarzucają konstrukcji Lentza, że w ruchu stawidła powstają



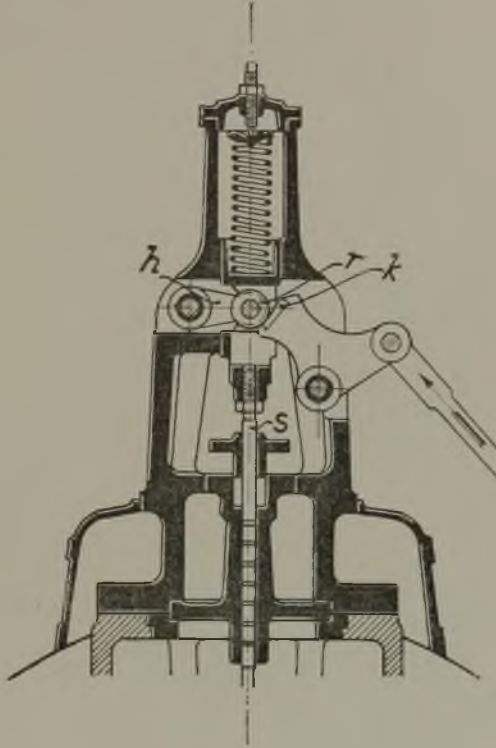
Rys. 203.

duże naciski boczne na wodzik, który z tej przyczyny musi być ciężki i powiększa w sposób niedogodny masy. W rzeczywistości siły boczne mogą być tutaj korzystnie podjęte przez prowadnicę w nasadzie zaworu, jeżeli krążek znajduje się blisko prowadnicy; — wówczas, jak to wynika też z rys. 201, nie potrzeba stosować ciężkiego wodzika.

Stawidło Lentza dla napędu zaworu wylotowego (rys. 202) jest zupełnie podobne do stawidła wlotowego. W układzie, przedstawionym na rysunku, drążek mimośrodowy jest naprężony na ściskanie. Nie powoduje to żadnych ujemnych

skutków, ponieważ masa tego drążka nie jest przyspieszana przez siłę sprężyny.

Bocznych nacisków unika stawidło Proella (rys. 203). Krążek r , umieszczony na końcu drążka mimośrodowego, a prowadzony kierownicą, działa na krzywiznę k , znajdującą się



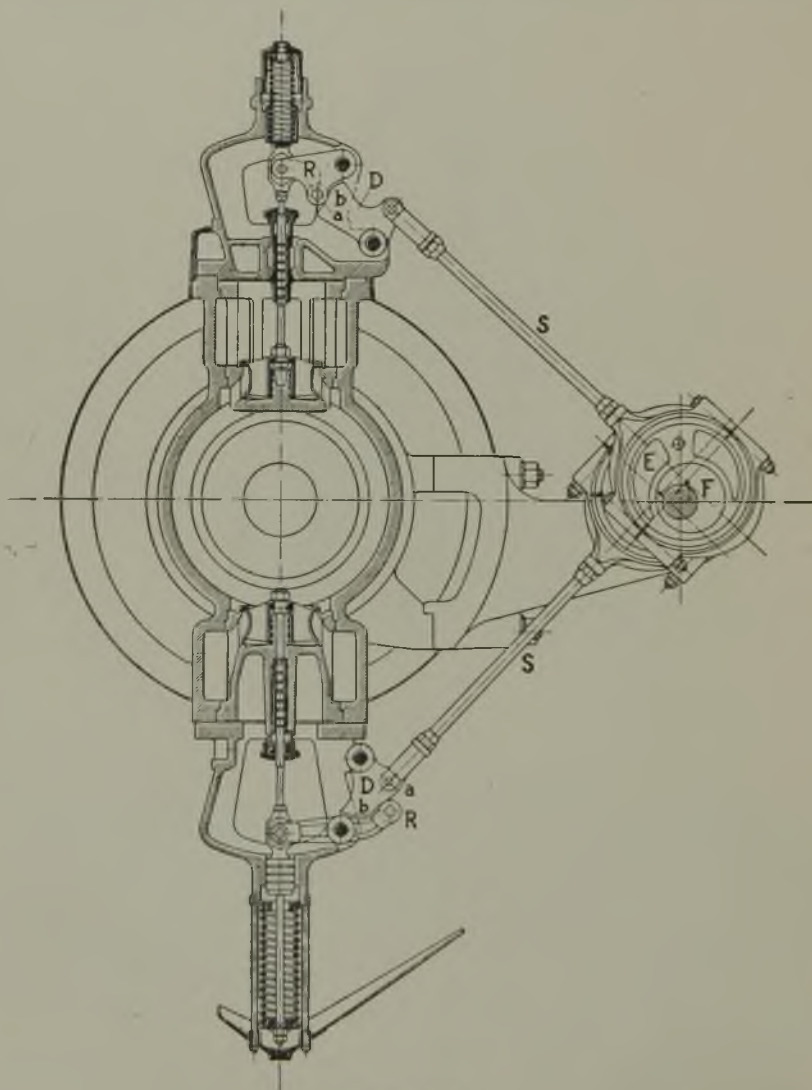
Rys. 204.

na jednym ramieniu dźwigni h , której drugie ramię jest połączone z wodzikami trzonu zaworowego s . W drążku mimośrodowym działa naprężenie na ściskanie. Ponieważ siła sprężyny nie potrzebuje przyspieszać tego drążka, przeto nie powoduje to żadnych ujemnych skutków na działanie stawidła. Cięższy drążek może jedynie obciążać niekorzystnie regulator osiowy, jeżeli maszyna pracuje ze zmiennym napełnieniem.

Stawidło Proella wykonywa się także w budowie według rys. 204.

Pewną odmianę stawidła Proella przedstawia stawidło Dinglera (rys. 205). Dopóki krążek *R* przy ruchu wahadłowym dźwigni *D* pracuje na centrycznej krzywiznie *a*, zawór jest zamknięty, a otwieranie jego następuje przy podsuwaniu się krzywizny *b* pod krążek *R*.

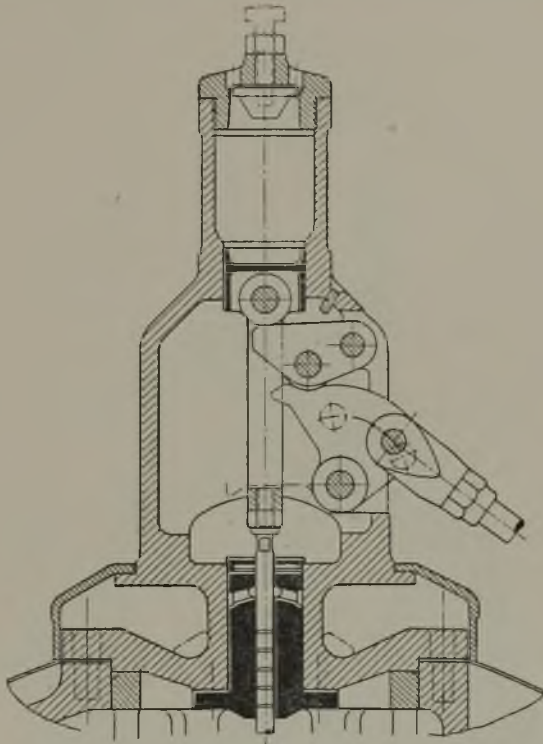
Stawidło Muellera (rys. 206) posiada krzywiznę, umieszczoną na dwóch dźwigniach, dzięki czemu otrzymuje



Rys. 205.

się mniej pochyłe krzywizny oraz szybsze otwieranie zaworu. Oczywiście jest ono kosztowniejsze od stawidła Lentza.

Również Hunger stosuje krzywizny na dwóch częściach (rys. 207), z których jedna jest nieruchomą, natomiast druga — połączoną z wodzikim stawidłowym. Mechanizm tego

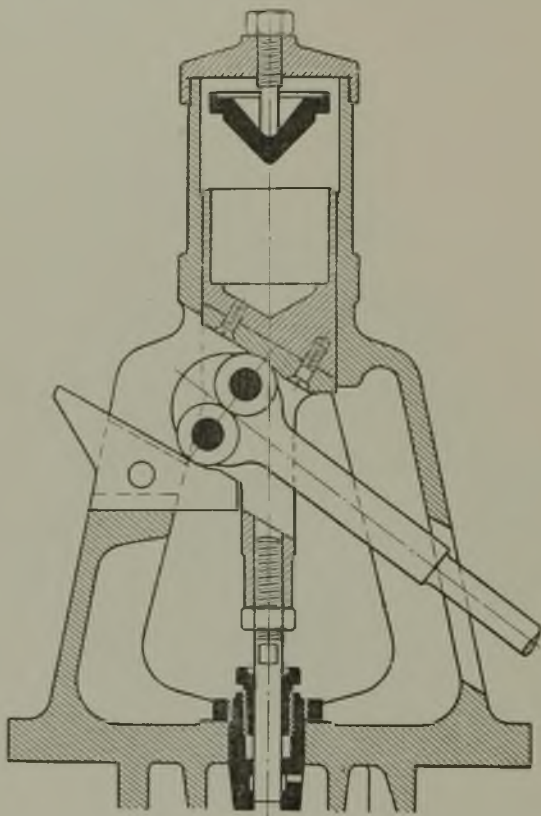


Rys. 206.

stawidła nie posiada jednakże przekładni, co wprawdzie upraszcza budowę, lecz drugostronnie utrudnia uzyskanie szybkiego otwarcia zaworu.

W stawidle Steina nie ma także przekładni w mechanizmie (rys. 208). Cechą charakterystyczną tego stawidła jest to, że krzywizna uruchamiana drążkiem mimośrodowo pracuje na krążku nieruchomym, a krążek w wodzikim stawidłowym pracuje na płaskiej stronie drążka krzywiznowego. Kierunek ruchu krzywizny może tworzyć z kierunkiem ruchu zaworu kąt prosty lub rozwarty. W pierwszym wypadku powstaje przy otwieraniu zaworu nacisk tylko w kierunku osi

trzonu zaworowego, skutkiem czego wodzik stawidłowy nie wymagał by teoretycznie żadnej prowadnicy. Przy kącie rozwartym nacisk boczny na trzon działa wciąż w jednym kierunku i jest niewielki, a przenoszony przy pomocy drugiego krążka lub dźwigni na czop, ułożony w nasadzie zaworowej.

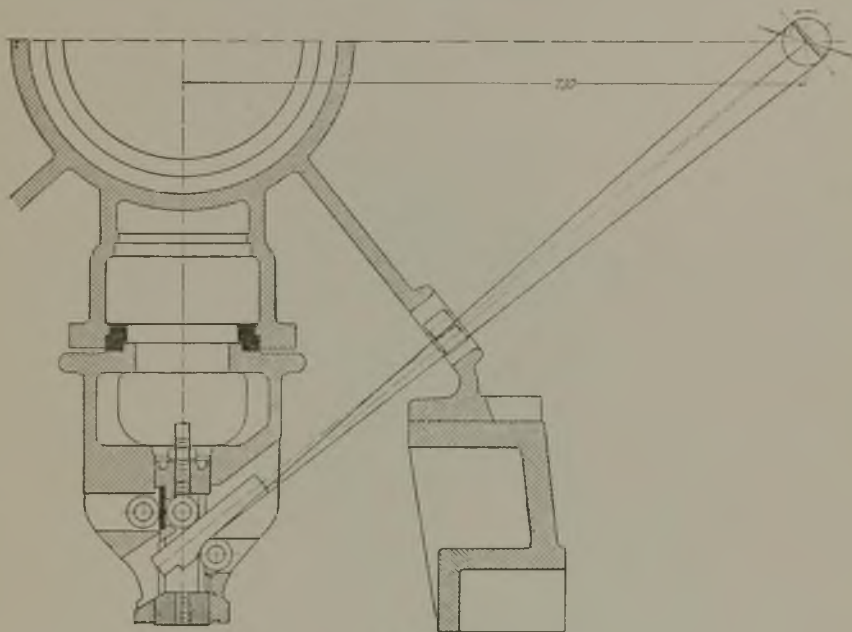


Rys. 207.

W stawidle Stumpfa (rys. 209), stosowanym w maszynach przelotowych, krzywizna jest przytwierdzona do wodzika stawidłowego, a krążek wykonywa ruchy posuwiste, prostopadle do ruchu zaworu.

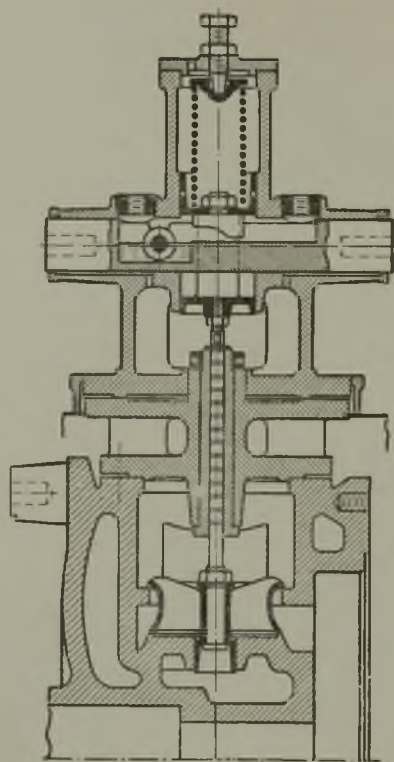
W powyżej podanych stawidłach krzywiznowych uzyskuje się ruch wodzony zaworu przy pomocy działania siły sprężyny, która powoduje pewien nacisk pomiędzy krążkiem i krzywizną. Celem uniezależnienia się od działania sprężyny i zapewnienia wodzonego zamykania zaworu zastosował

Doerfel stawidło (rys. 210), w którym dźwignia wahacza posiada dwie krzywizny, na których pracują dwa krążki. Przy ruchu drążka mimośrodowego w górę lewa krzywizna podchodzi pod krążek znajdujący się bliżej trzonu i otwiera zawór; — równocześnie drugi krążek, przylegając stale do drugiej krzywizny, opuszcza się w dół. Zamykanie zaworu uskutecznia prawy krążek przy ruchu drążka mimośrodowego

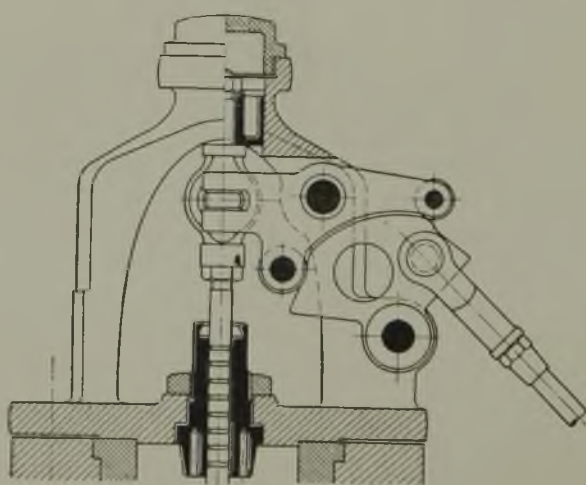


Rys. 208

w dół; — wówczas lewy krążek opuszcza się po lewej krzywiznie. Ruch zaworu jest więc w mechaniczny sposób całkowicie wodzony, wobec czego umieszczanie sprężyny nad wodzikiem w nasadzie jest zbędne. Celem zapewnienia zamknięcia zaworu i uniknięcia różnych złamań, trzeba jednak wstawić w mechanizm stawidłowy jedną część sprężystą. Można np. wstawić sprężynę pomiędzy zawór i obrzeże jego trzonu (patrz rys. 152). Sprężyna ta, znajdując się w parze, traci jednak w krótkim czasie swą sprężystość. Z tej przyczyny korzystniejsze jest umieszczenie sprężyny w wodziku stawidłowym (rys. 211). W ostatniej budowie może również dźwignia zaworu przesuwac się nieznacznie wzdłuż prost-

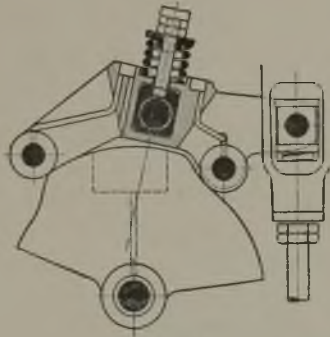


Rys. 209.



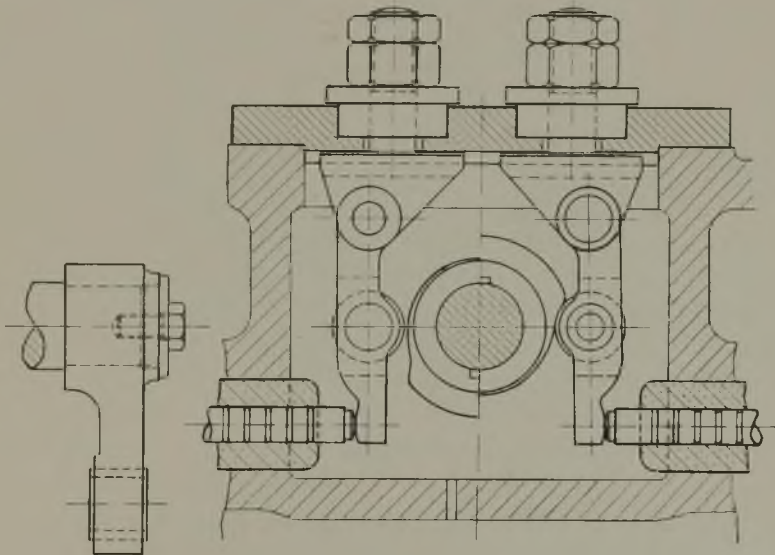
Rys. 210.

kąta ułożonego na sworzniu, a stałe przyleganie krążków do krzywizn zapewnia ułożona nad dźwignią sprężyna.



Rys. 211.

Krzywizna może być też ułożona na tarczy, która wykonywa razem z wałem ruchy wahadłowe (rys. 212). Układ

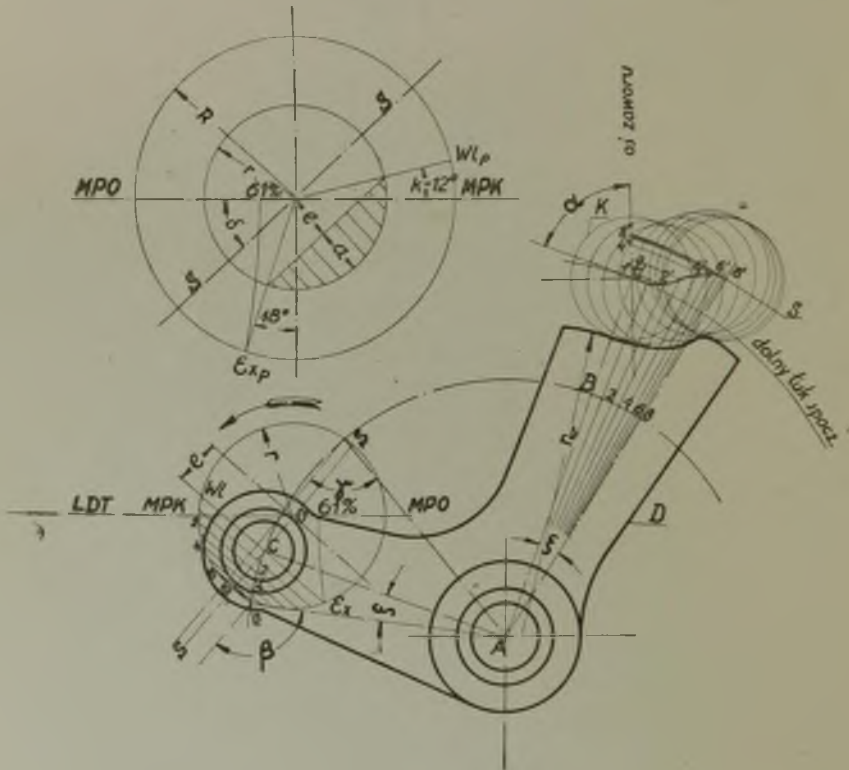


Rys. 212.

tego rodzaju jest stosowany przeważnie w maszynach ustroju stojącego (patrz rys. 222), a leżącego ustroju przy poziomo ułożonych zaworach. Otrzymuje się bowiem wówczas bardzo prosty napęd stawidła.

§ 50. PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA KSZTAŁTU KRZYWIZNY.

Jako przykład przytaczam stawidło wlotowe Lentza dla strony kukorbowej (rys. 213), które ma pracować z największym napełnieniem 61% i posiadać wlot przedzwrotowy o kącie korbowym $\gamma = 12^\circ$. Za pomocą koła korby



Rys. 213.

o promieniu R znajdujemy kąt obrotu korby, w czasie którego zawór jest otwarty, a który wynosi $12^\circ + 90^\circ + 18^\circ = 120^\circ$. Wybieramy do stawidła projektowanego regulator osiowy (patrz § 51) i największą mimośrodowość r . Teraz rysujemy schemat stawidła, przyjmując pewną przekładnię AC : r_w oraz średnicę krążka K . Przy położeniu środka ostatniego w punkcie b zawór jest jeszcze zamknięty, a przy ruchu krzywizny w lewo zaczyna się niezwłocznie otwierać,

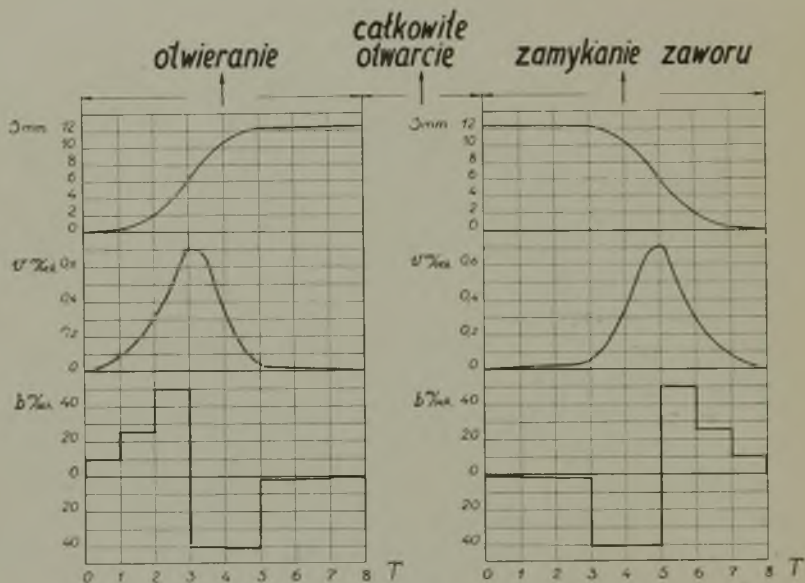
czyli następuje wlot przedzwrotowy. Kształt krzywizny przyjmujemy stosownie do wymaganego największego skoku zaworu, a oprócz tego należy wymagać, aby pomimo możliwie szybkiego otwierania zaworu siły przyspieszeń nie były zbyt duże.

W celu stwierdzenia skoków zaworu dla przyjętej krzywizny i w celu obliczenia sił przyspieszeń odkładamy na linii środkowego kierunku drążka mimośrodę do punktu C przysłonięcie e dla badanego największego napełnienia i rysujemy wokół punktu O koło o promieniu mimośrodowości r . Łuk $Wl - Ex$ dzielimy na 16 równych części, oznaczonych liczbami 1, 2, 3, 4 i td. Wykreślone z tych punktów równoległe do $Wl - Ex$ przecinają łuk zatoczony promieniem AC w 8 punktach analogicznie oznaczonych. Teraz łączymy środek b krążka K z punktem A , przez co znajdujemy na łuku o promieniu AC punkt B . Od ostatniego odkładamy w kierunku przeciwnym do ruchu dźwigni przy otwieraniu zaworu poszczególne cięciwy $C - 1, C - 2, C - 3$ i td. oraz przedłużamy poszczególne promienie aż poza dolny łuk spoczywku, wykreślony promieniem Ab .

W celu znalezienia skoków zaworu przy obracaniu się dźwigni D o kąty odpowiadające łukom $B - 1, B - 2, B - 3$ i td., przyjmujemy, że po nieruchomej krzywiznie dźwigni D porusza się krążek K . Na przedłużonych promieniach $A - 1, A - 2, A - 3$ i td. dobieramy środki $1', 2', 3'$ i td. krążka K w ten sposób, aby krążek stykał się z przyjętą krzywizną, czyli wokół punktów $1', 2', 3'$ i td. kreślimy koła o średnicy krążka K . Połączenie środków $b, 1', 2'$, aż do $8'$ tworzy krzywą S , według której przesuwał by się środek ruchomego krążka po nieruchomej krzywiznie dźwigni D . Aby znaleźć skoki zaworu dla poszczególnych wychyleń dźwigni D , kreślimy łuki około punktu A promieniami $A - 1', A - 2'$ i td., — np. dla wychylenia $B - 4$ skok zaworu wynosi $b - 4''$. W ten sposób znajdujemy w poszczególnych punktach następujące skoki:

p u n k t :	1	2	3	4	5	6	7	8
skok w mm =	0,346	1,90	6,05	10,55	12,25	12,46	12,55	12,60

Znając skoki zaworu, możemy przystąpić do badania, czy obrany kształt krzywizny jest prawidłowy. W danym wypadku maszyna ma pracować z liczbą obrotów $= 150$ obr/min, wobec czego wał sterujący obraca się w czasie 1 sekundy: $360 \cdot \frac{150}{60} = 900^\circ$. Jak poprzednio zaznaczono, kąt otwarcia zaworu dla przyjętego napełnienia wynosi 120° .



Rys. 214.

Ponieważ z badania zaprojektowanego mechanizmu stwierdziliśmy przyrost skoków zaworu aż do krańcowego położenia mimośrod, przeto kąt otwierania zaworu wynosi 60° , czyli czas otwierania zaworu: $T = \frac{60}{900} = 0,06666$ sekundy.

Stosownie do otrzymanych skoków zaworu w 8 punktach dzielimy ten czas T na 8 równych części (interwałów), tj. $T : 8 = 0,00832$ sekundy (rys. 214). W poszczególnych punktach podziału 1, 2 i td. odkładamy znalezione poprzednio skoki zaworu s , które dają nam krzywą skoków. Na podstawie tej krzywej obliczamy prędkość i przyspieszenia zaworu przy założeniu, że prędkość zaworu jest jed-

nostajnie przyspieszona w danym interwale czasu. Wyniki obliczeń podano na rys. 214 i w następującej tabelce.

Punkt	Skok środka krążka s mm	Różnica skoków mm	Prędkość zaworu v m/sec	Przyspieszenie zaworu b m/sec ²
0	0	0	0	0
1	0,346	0,346	$\frac{0,000346 \cdot 2}{0,00832} = 0,0832$	$\frac{0,0832}{0,00832} = 10$
2	1,9	1,554	$\frac{0,001554 \cdot 2}{0,00832} - 0,0832 = 0,2912$	$\frac{0,2912 - 0,0832}{0,00832} = 25$
3	6,05	4,15	$\frac{0,00415 \cdot 2}{0,00832} - 0,2912 = 0,7072$	$\frac{0,7072 - 0,2912}{0,00832} = 50$
4	10,55	4,5	$\frac{0,0045 \cdot 2}{0,00832} - 0,7072 = 0,3744$	$\frac{0,3744 - 0,7072}{0,00832} = -40$
5	12,25	1,7	$\frac{0,0017 \cdot 2}{0,00832} - 0,3744 = 0,0334$	$\frac{0,0334 - 0,3744}{0,00832} = -41$
6	12,46	0,21	$\frac{0,00021 \cdot 2}{0,00832} - 0,0334 = 0,0166$	$\frac{0,0166 - 0,0334}{0,00832} = -2$
7	12,55	0,09	$\frac{0,00009 \cdot 2}{0,00832} - 0,0166 = 0,0041$	$\frac{0,0041 - 0,0166}{0,00832} = -1,5$
8	12,60	0,05	$\frac{0,00005 \cdot 2}{0,00832} - 0,0041 = 0$	$\frac{0 - 0,0041}{0,00832} = -0,5$

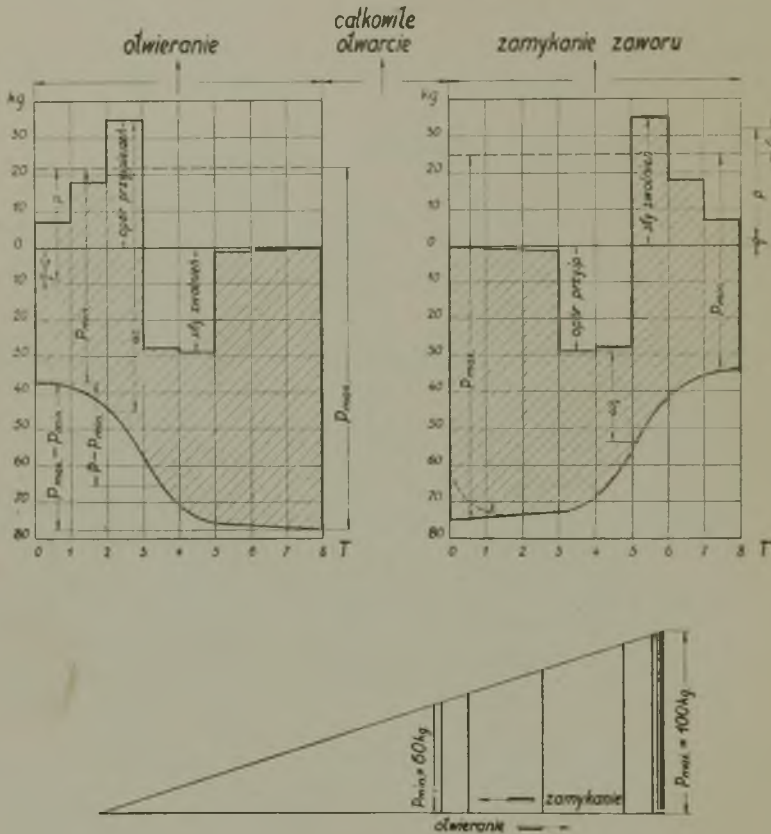
Na mocy wykresu przyspieszeń (rys. 214) obliczamy dla zaprojektowanego mechanizmu (rys. 213) siły przyspieszeń.

W przeciwstawieniu do stawidla krzywkowego (patrz § 46) sprężyna przyspiesza w stawidle Lentza tylko zawór, jego trzon wraz z wodzikim stawidlowym i krążek. Przyjmijmy ciężar tych części 7 kg, czyli ich masa wynosi:

$$M = \frac{G}{g} = \frac{7}{9,81} = 0,715.$$

Siłę przyspieszającą dla każdego odstępu czasu (interwału) znajdujemy ze wzoru: $P = M \cdot b$.

Obliczone siły przyspieszeń odkładamy w rys. 215 od koła spoczynku. Chcąc znaleźć całkowity nacisk krążka na powierzchnię krzywizny w czasie otwierania zaworu, musimy



Rys. 215.

do tych sił dodać ciężar $G = 7 \text{ kg}$ i tarcie w dławnicy trzonu, które przyjmujemy $q = 2 \text{ kg}$, a odjąć nacisk pary na trzon zaworu p . Przyjmując średnicę trzonu 18 mm i ciśnienie pary 12 at , otrzymujemy nacisk pary na trzon $p = 30,6 \text{ kg}$. W końcu musimy dodać siłę sprężyny, która w drugiej części okresu otwierania zaworu musi spowodować zwolnienie poprzednio przyspieszonych mas, a w pierwszej części okresu zamykania zaworu przyspieszać je. W czasie zamy-

kania zaworu ciężar jego działa w kierunku przeciwnym do oporów przyspieszeń, a tarcie w dławnicy i ciśnienie pary na trzon zaworu zmniejszają nacisk pomiędzy krążkiem i krzywizną.

Przyjmijmy, że siła sprężyny przy zamkniętym zaworze wynosi $P_{min} = 60 \text{ kg}$, a przy całkowicie otwartym zaworze $P_{max} = 100 \text{ kg}$. Przy założonym skoku zaworu otrzymujemy więc wykres sprężyny; — na podstawie ostatniego i na podstawie stwierdzonych skoków krążka w poszczególnych punktach (rys. 213 i 214) możemy obliczyć siłę sprężyny działającą przy każdym skoku zaworu i wykreślić ją w rys. 215. Jeżeli krążek nie ma odłączyć się od krzywizny i następnie z siłą uderzyć o nią, to nacisk pomiędzy krążkiem i krzywizną musi być $w > 0$. W danym wypadku otrzymujemy najmniejszy nacisk $w_2 \approx 28 \text{ kg}$. Ten duży nacisk nie jest bynajmniej za duży w wypadku pracy z napełnieniem mniejszym, kończącym się w interwale 4 do 5, bo w okresie zmiany ruchu zaworu przy rozpoczęciu się jego zamykania tarcie w dławnicy jest większe i przeciwdziała sile sprężyny.

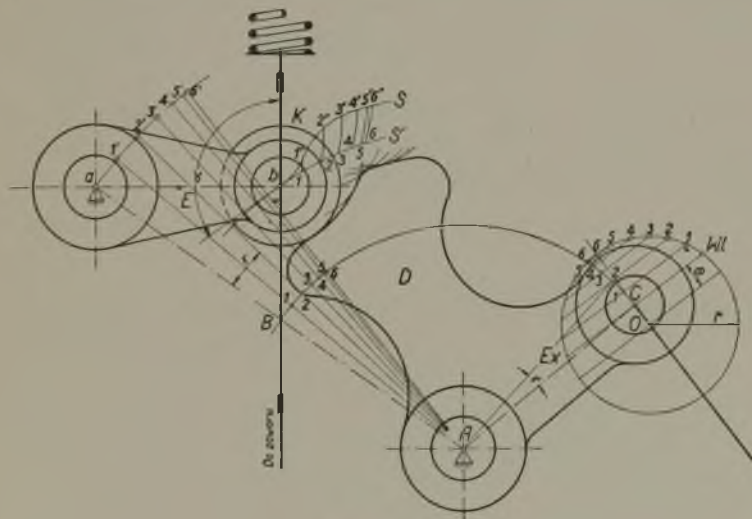
Gdybyśmy chcieli osiągnąć mniejsze dławienie pary przy małych napełnieniach, to trzeba by przyjąć więcej stromą krzywiznę, tj. większy skok zaworu w punktach 1 do 4. Przez to zwiększyły by się znacznie przyspieszenia, które mogą w stawidłach krzywiznowych dochodzić do $b = 100 \text{ m/sec}^2$, oraz wzrosła by siła sprężyny, która w stawidle Lentza dochodzi przy zamkniętym zaworze do 100 kg .

W podobny sposób, jak w stawidle Lentza, postępujemy przy projektowaniu innych stawideł krzywiznowych. Jeżeli mamy zaprojektować stawidło krzywiznowe z podwójną przekładnią (rys. 216), którego sworzeń C otrzymuje napęd od drążka mimośrodowego, to rysujemy najpierw mechanizm dla chwili, w której ma nastąpić wlot przedzwrotowy, oraz przyjmujemy kształt krzywizny stosownie do wymaganego skoku zaworu. Dla największego napełnienia Ex przyjmujemy wlot przedzwrotowy Wl i największą mimośrodowość r , przez co znajdujemy przysłonięcie e , które odkładamy od punktu C^1).

1) W rys. 216, 217 i 218 przyjęto, celem jaśniejszego przedstawienia konstrukcji, wyjątkowo duże napełnienie największe.

stykać się z przyjętą na dźwigni D krzywizną. Kreślimy więc łuki promieniem $a-b$ wokoło punktów $1', 2', 3'$ itd. Na łukach tych muszą znajdować się środki krążka $1'', 2'', 3''$ itd., których połączenie tworzy krzywą S , według której przesuwają się środek ruchomego krążka K wraz z dźwignią E po krzywiznie nieruchomej. Aby znaleźć skok zaworu, np. dla obrotu dźwigni D o kąt $CA2=\gamma$, kreślimy wokoło punktu a łuk promieniem $a-b$, odkładamy od punktu F , znajdującego się na linii $a-G$, długość $y=2-2''$ jako $F-2$ i przedłużamy linię $a-2$ aż do osi trzonu zaworu, otrzymując h jako odnośny skok zaworu.

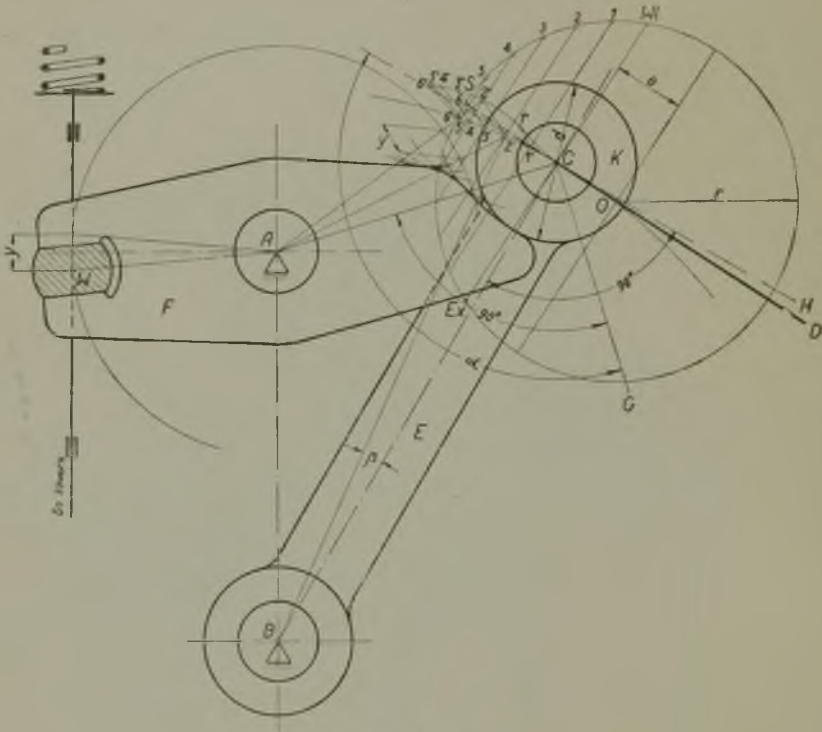
W taki sam sposób projektujemy stawidło Proella (rys. 217), którego schemat należy najpierw wykreślić. Od



Rys. 217.

środka sworznia C , napędzanego drążkiem mimośrodowym, odkładamy przysłonięcie e oraz kreślimy wokoło punktu O koło o mimośrodowości r . Łuk $W1-Ex$ dzielimy na kilkanaście równych części, kreślimy wokoło punktu A łuki promieniami $A-C$ oraz $A-a$. Równoległe do $W1-Ex$ dają nam punkty $1, 2, 3$ itd. na łuku $A-C$, które przenosimy, poczynając w punkcie B na linii $A-a$, w kierunku przeciwnym do ruchu dźwigni przy otwieraniu zaworu. Połączenia tych punktów z punktem A przedłużamy do łuku wykreślonego promieniem

$A-a$ i znajdujemy punkty $1', 2', 3'$ itd. W celu wykreślenia krzywej S , według której środek krążka K przesuwał by się przy nieruchomo przyjętej dźwigni D , kreślimy wokoło punktów $1', 2', 3'$ itd. łuki promieniem $a-b$, które to łuki przecinają dolny łuk spoczynku S' w punktach $1, 2, 3$ itd.



Rys. 218.

Na łukach znajdujemy środki krążka K w punktach $1'', 2''$, $3''$ itd., bo krążek musi zawsze przylegać do krzywizny. Poszczególne długości $1-1''$, $2-2''$, $3-3''$ itd. pomiędzy krzywymi $S-S'$ przedstawiają skoki zaworu, np. przy okręceniu dźwigni D o kąt γ skok zaworu wynosi $2-2''$. W stawidłe Proella kąt α jest większy od 90° , przez co otrzymuje się szybkie otwieranie zaworu, bo przekładnia jest duża; — krzywizna nie może być jednak zbyt stroma, bo może nastąpić samozahamowanie.

Inny rodzaj stawidła Proella przedstawia rys. 218. Krążek K , prowadzony łącznikiem E , jest tutaj napędzany

drażkiem mimośrodowym D . W danym stawidle jest $CG \perp AC$, a $CH \perp BC$ oraz kąt $\alpha > 90^\circ$, co posiada zalety i wady podane przy rozważaniu rys. 217. Od punktu C (rys. 218) odkładamy przysłonięcie e i kreślimy koło mimośradowością r wokół punktu O . Łuk $Wl - Ex$ dzielimy na kilkanaście równych części, zataczamy wokół punktu B łuk promieniem BC i znajdujemy na nim punkty $1', 2', 3'$ itd. Wokół punktu A kreślimy łuki promieniami $A-1', A-2', A-3'$ itd. Na łukach tych znajdują się środki krążka K , gdyby posuwał się po nieruchomej krzywiznie dźwigni F . Kreśląc krążek K w poszczególnych położeniach, znajdujemy punkty $1'', 2'', 3''$ itd., a zatem krzywą S . Chcąc znaleźć skoki zaworu, kreślimy wokół punktu A koło o promieniu $A - W$, np. przy ruchu dźwigni E o kąt β krążek musiał by przesunąć się względem krzywizny o drogę $2' - 2''$, czyli zawór wykonał by skok y .

W sprawie wyboru średnicy d krążka K (patrz rys. 216) zaznaczam, że, ze względu na uzyskanie szybkiego otwarcia zaworu, średnica ta powinna być możliwie mała i przyjmuje się ją średnio:

$$d \simeq 12 \text{ mm} + 2 h$$

dla zaworów wlotowych i wylotowych przy normalnym skoku zaworu $h \leq 10 \text{ mm}$,

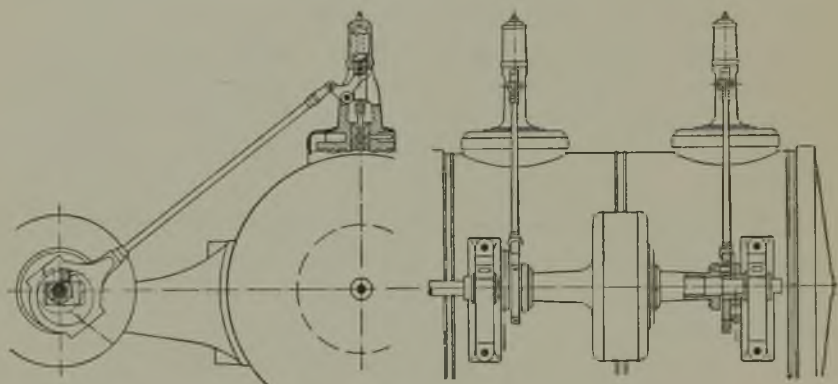
$$d \simeq 3,2 h$$

dla zaworów wylotowych o skoku $h > 10 \text{ mm}$.

Jedynie w stawidłach z kątem $\alpha > 90^\circ$ poleca się stosować większą średnicę d . Promień R_s może być dla niezmiennego rozrządu pary dość duży, mianowicie $R_s = 0,5d$ lub $R_s = h$ do $2h$; — jeżeli jednak stawidło przy zmiennym rozrządzie pary nie posiada przekładni, to wykonywa się dla wlotu $R_s = 0,4$ do $0,8h$. Promień $R = R_s + 0,5d$. Promień $\rho = 0,4$ do $1,5 h$, a jedynie przy $h \leq 10 \text{ mm}$ wykonywa się $\rho = 2 \text{ mm} + 0,2 h$. Promień $\rho_1 = \rho + 0,5 d$. Jako średnią wartość szerokości s krążka K można podać: $s = 10 \text{ mm} + (1 \text{ do } 1,6) \cdot h$, a przy zastosowaniu przekładni — $s = 10 \text{ mm} + (1 \text{ do } 1,6) \cdot h'$, gdzie $h' = h \cdot \frac{ab}{aG}$ (patrz rys. 216).

§ 51. STAWIDŁA KRZYWIZNOWE W POŁĄCZENIU Z REGULATOREM OSIOWYM.

Celem uzyskania zmiennego rozrządu pary łączy się stawidła krzywiznowe, wymienione w § 49, z regulatorem, przy czym prawie wyłącznie stosowany jest regulator osiowy (patrz „Stawidła suwakowe” § 33). W przeciwstawieniu do stawideł suwakowych stawidła zaworowe posiadają zwykle cztery organy sterujące. Dzięki temu regulator osiowy może działać tylko na zawory wlotowe i zmieniać wielkość napełnienia oraz

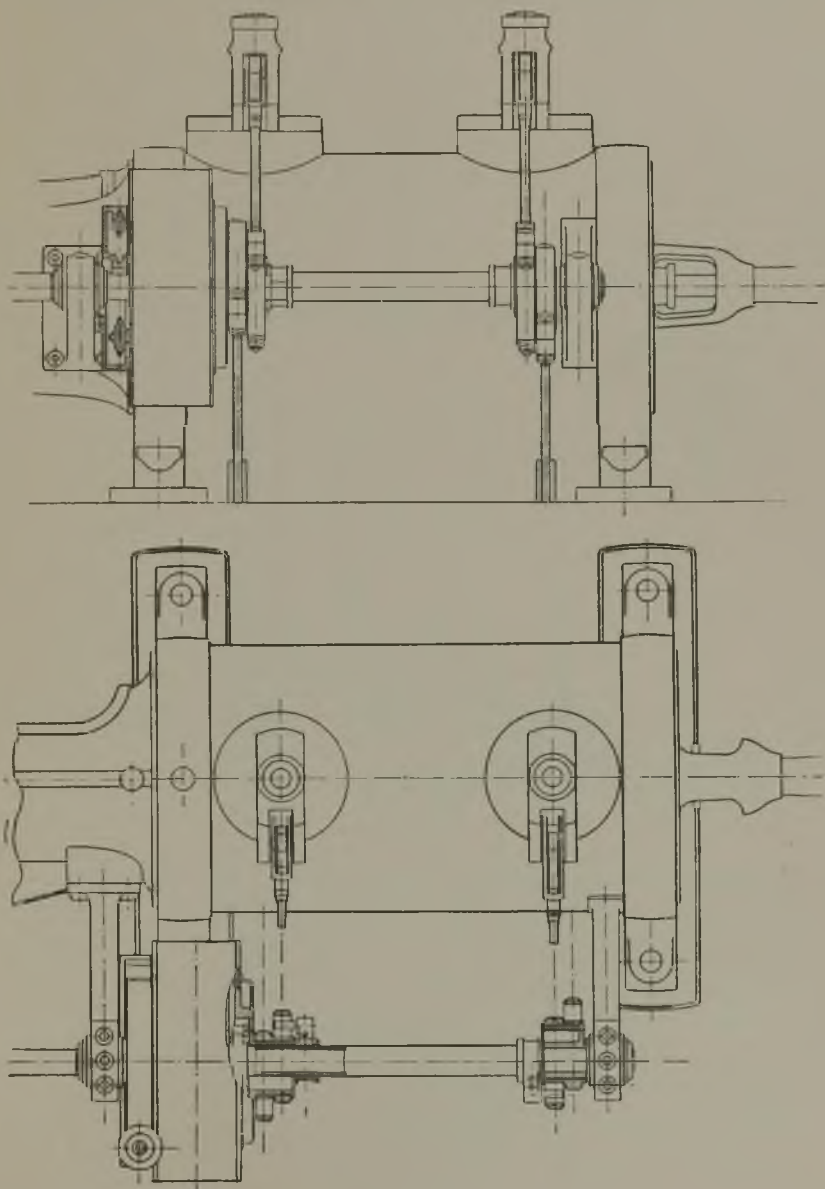


Rys. 219.

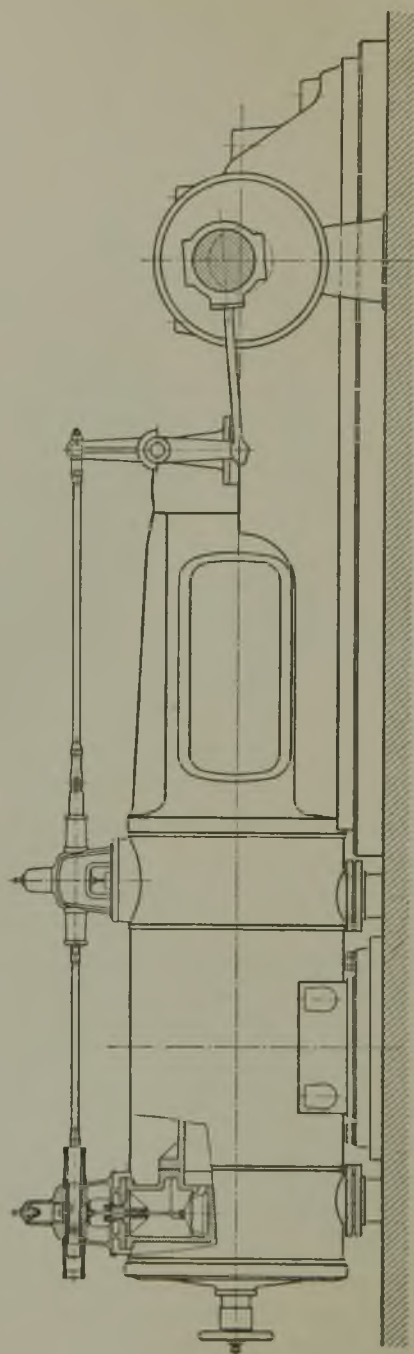
w niewielkiej mierze wlot przedzwrotowy, natomiast kompresja i wylot przedzwrotowy pozostają bez zmiany. Sterowanie tego rodzaju ułatwia znacznie uzyskanie dobrego rozrządu pary przy różnych obciążeniach silnika, a posiada jeszcze tę dodatnią stronę, że jednocylindrowa maszyna zaworowa może pracować z małym napełnieniem normalnym, a zatem i z kondensacją (patrz § 33 str. 151).

Regulator osiowy może być ułożony na wale sterującym lub na wale głównym. Najczęściej spotykany układ przedstawia rys. 219. Regulator, umieszczony w środku pomiędzy łożami wału sterującego, posiada po obydwóch bokach rurowe przedłużenia, których końce przedstawiają mimośrodowo zaworów wlotowych; — mimośrodowo do napędu zaworów wylotowych znajdują się bezpośrednio przy łożach wału sterującego. Przeważnie regulator nie działa wcale na zawory wylotowe, choć z łatwością można uzyskać wpływ regulatora na nie.

Znacznie mniej jest rozpowszechniony układ Doerfla (rys. 220). Regulator znajduje się tutaj w pobliżu kołnierza ramy maszyny i okręca ułożoną na wale sterującym rurę stalową. Na ostatniej są oklinowane dwie korby, które za pomo-



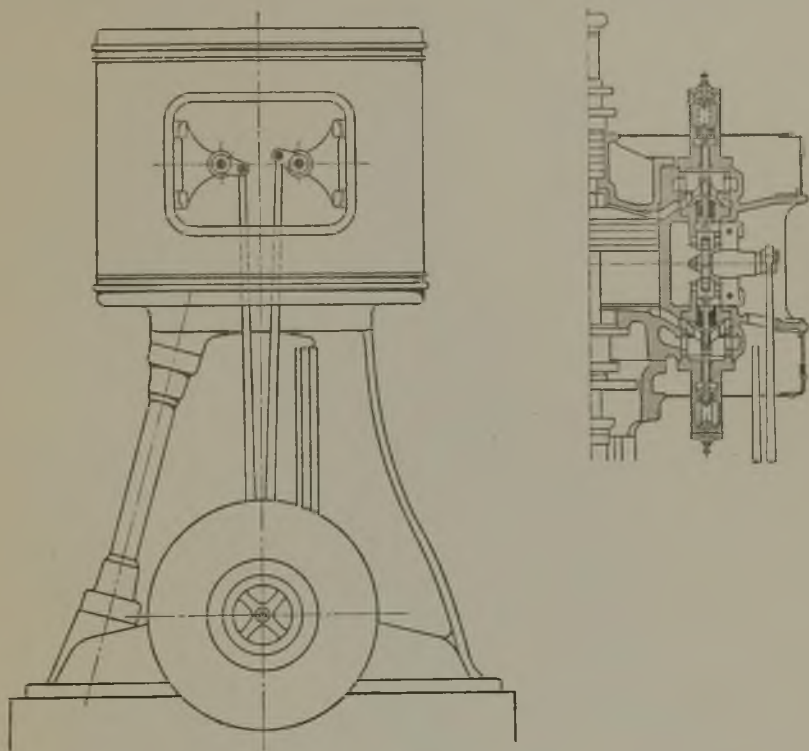
Rys. 220.



Rys. 221.

cą sworzni okręcają ruchome tarcze mimośrodów wlotowych na oklinionych tarczach.

W stawidle Stumpfa regulator osiowy znajduje się zwykle na wale głównym (rys. 221). Podobny układ stosuje się przeważnie także w maszynach stojących (rys. 222).



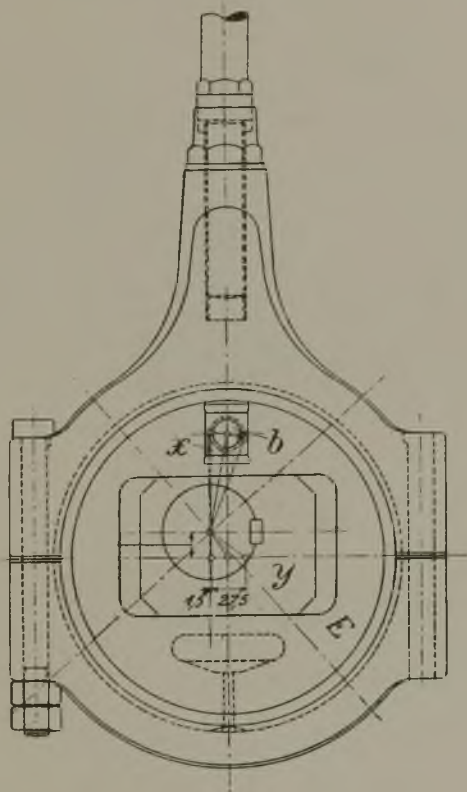
Rys. 222

Tak samo jak w stawidłach suwakowych może regulator osiowy i w stawidłach zaworowych posiadać krzywą centralną o kształcie linii prostej lub o kształcie łuku. Jako przykłady tych dwóch typów przytaczam regulator Lentza z prostą linią centralną i regulator Proella z krzywą centralną łukiem zatoczoną.

Całość regulatora osiowego Lentza uwidaczniają rysunki 223, 224 i 225. Na wale sterującym jest zakliniona dwuramienna dźwignia, w której czopach *I* zawieszono ciężarki rozpędowe *P* regulatora. Końce ciężarków są połą-

gi opiera się na czopie, znajdującym w ramieniu *A* przedtem wspomnianej dwuramiennej dźwigni, zaklinionej na wale.

Przy postoju maszyny ciężarki *P* i pierścień nośny znajdują się w położeniu uwidocznionym na rys. 225. Przy uruchamianiu maszyny sprężyna obraca pierścień nośny równomiernie z obrotem wału tak długo, dopóki ciężarki przy zwię-

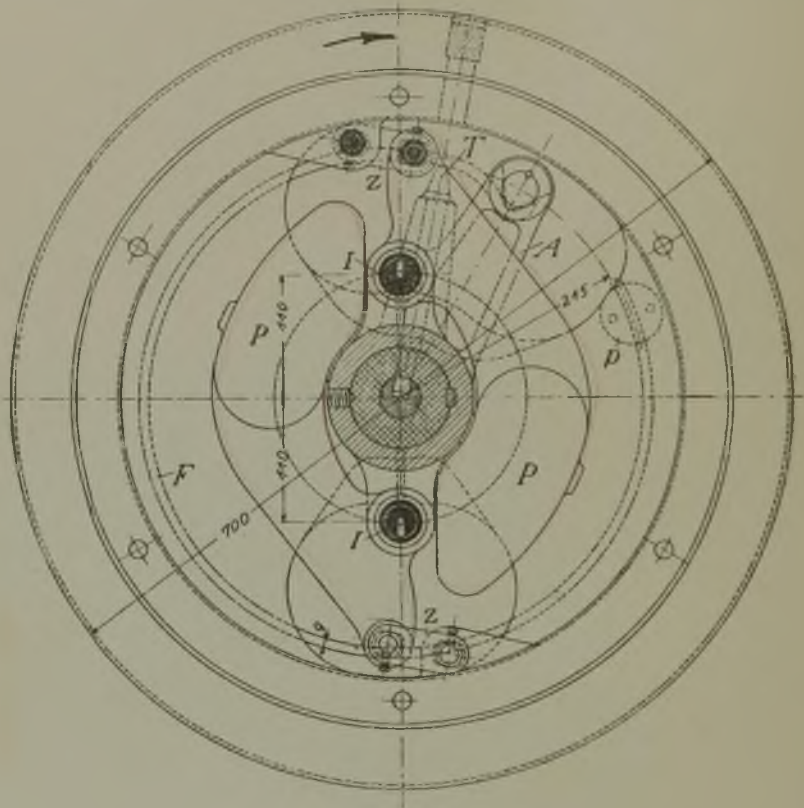


Rys. 224.

kszeniu szybkości silnika nie wychyła się pod wpływem siły odśrodkowej wokoło czopów *I*. Skutkiem tego następuje napięcie sprężyny i cofnięcie się pierścienia nośnego oraz nastawienie stawidła na wymagane napełnienie.

Przy niezmiennym obciążeniu maszyny siły odśrodkowe ciężarków są w równowadze z siłą sprężyny, skutkiem czego pierścień nośny obraca się równomiernie z wałem maszyny. Jeżeli natomiast z powodu zmniejszenia obciążenia silnika

zwiększy się jego liczba obrotów, to równocześnie pierścien nośny nie podąży z powodu swej bezwładności za wzrostem szybkości, czyli cofnie się, oraz ciężarki wychyła się więcej pod wpływem większej siły odśrodkowej, działając w tym samym kierunku, co pierścien. Zmienione położenie pierścienia



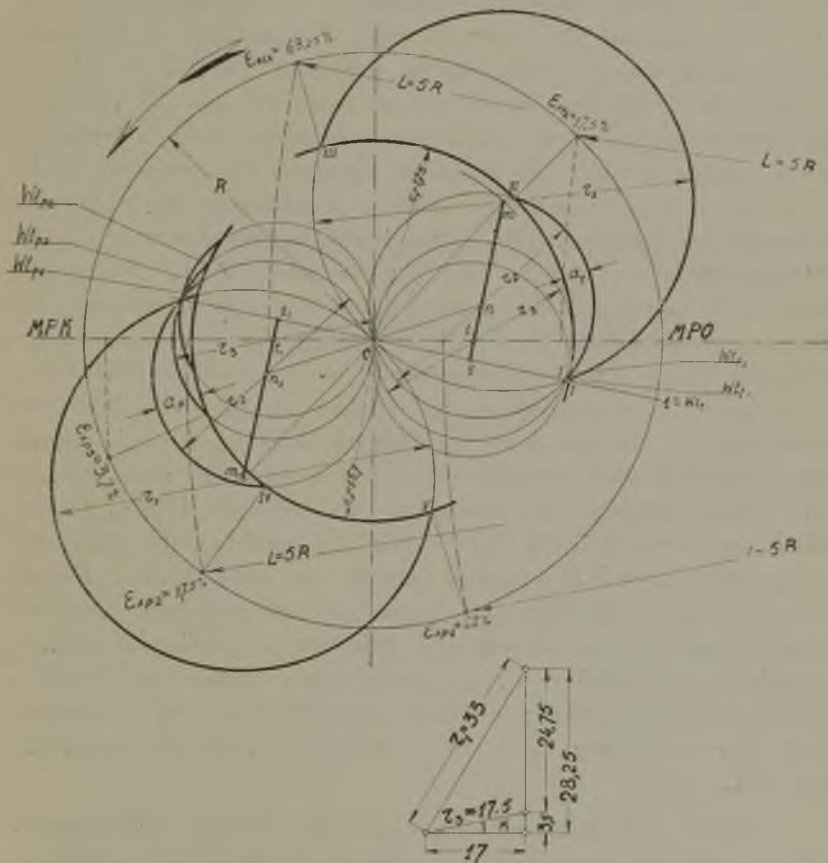
Rys. 225.

powoduje, za pomocą tulei B (względnie B'), sworznia b i kamienia x , przesunięcie tarczy mimośrodowej E (rys. 224) na oklinowanej tarczy prostokątnej y , czyli nastawienie mniejszego napełnienia. Przy zwiększeniu obciążenia regulator działa w odwrotnym kierunku. Ponieważ przesuwanie mimośrodowej odbywa się po prostokącie, przeto linia centralna jest prostą.

W danym regulatorze można zmieniać liczbę obrotów silnika w czasie jego biegu przez zmianę napięcia sprężyny. Uskutecznią się to za pomocą kółka ręcznego i trzpienia m ,

skutkiem czego klin M zostaje mniej lub więcej podsuwany pod trzpień T , naprężający sprężynę F .

Regulator osiowy Lentza posiada krzywą centralną o kształcie linii prostej i zwykle po stronie odkorbowej 0% napełnienia oraz w przybliżeniu stały procentowy wlot przedzwrotowy. Stosownie do ostatniego wymagania krzywa cen-



Rvs. 226.

tralna musi być przy martwym położeniu korby maszyny pochyloną względem linii $MPO - MPK$ pod kątem $90^\circ - \alpha$ (patrz § 33).

Rysunek 226 przedstawia wykresy suwakowe zaworowego stawidła z regulatorem osiowym Lentza Nr. 1, który

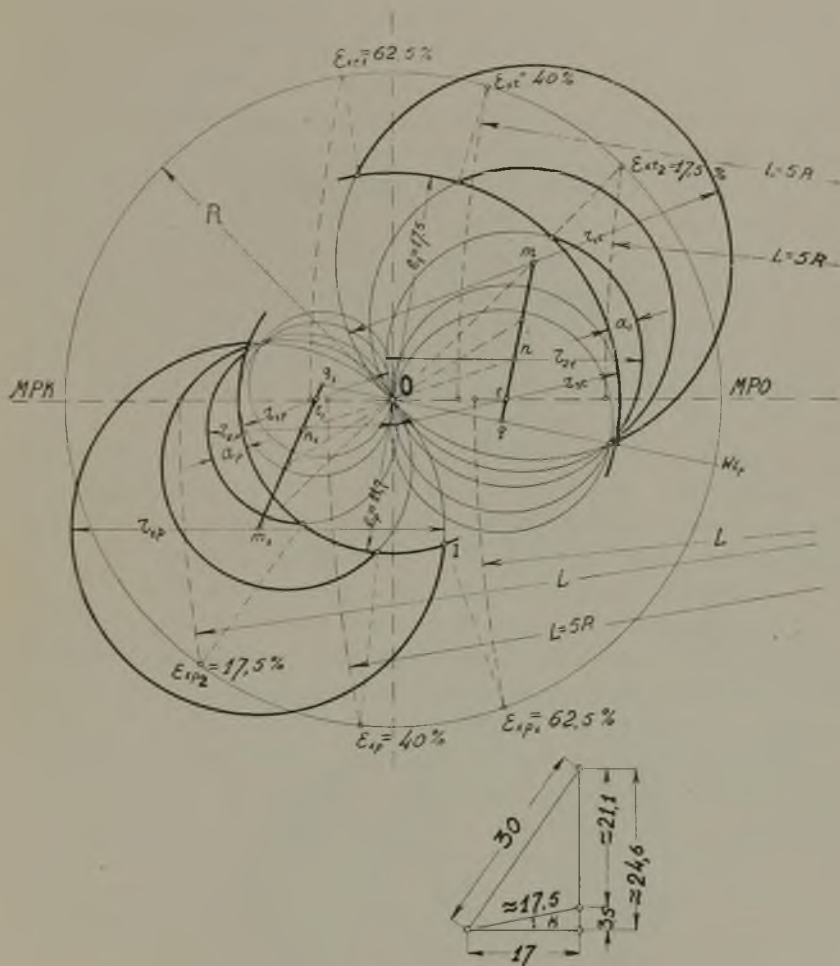
posiada największą mimośrodowość 33 mm, a najmniejszą 17 mm, czyli krzywą centralną o długości 28,25 mm.

Przy projektowaniu wykresów (rys. 226) postępujemy w sposób następujący. Rysujemy koło korby o średnicy $2R = 100$ mm. Odkładamy po stronie odkorbowej kąt α tak duży, aby uzyskać wlot przedzwrotowy $Wl_t = 1^\circ$. Chcąc otrzymać wykres Zeunera w skali 2:1, odkładamy na linii $O - Wl_t$ długość $O - q = 17$ mm. W punkcie q kreślimy prostopadłą do $O - Wl_t$, która przecina linię $O - MPO$ w punkcie t , oddalonym od q o długość 3,5 mm. W ten sposób otrzymujemy $O - t \approx 17,5$ mm i kreślimy koło o średnicy r_3 ze środka t , czyli dla wykresu Zeunera otrzymujemy skalę 2:1. Jeżeli przy położeniu środka mimośrodu w punkcie t stawidło ma nastawić 00° napętnienia, to przysłonięcie $e_t \geq r_3$. Wykonujemy $e_t = r_3 = 17,5$ mm w skali 2:1. Następnie kreślimy z punktu O łuk promieniem $= 33$ mm, który przecina linię prostopadłą do $O - Wl_t$ w punkcie m , przez co otrzymujemy długość krzywej centralnej $m - q = 28,25$ mm. Koło o średnicy r_1 , narysowane ze środka m , przecina łuk e_t w punktach I i III , przez co znajdujemy $68,25^\circ$ jako największe napętnienie i wlot przedzwrotowy nieznacznie mniejszy od 1° . Jeżeli napętnienie normalne ma wynosić $17,5^\circ$, to odkładamy je na linii $MPO - MPK$ i znajdujemy przy pomocy łuku $L = 5R$ odnośny punkt na kole korby. Punkt ten łączymy ze środkiem O , przez co otrzymujemy punkt II jako przecięcie linii łączącej z łukiem o promieniu e_t . Koło suwakowe o średnicy r_2 , odpowiadające napętnieniu $17,5^\circ$, musi posiadać środek n na linii centralnej $m - q$ i przechodzić przez punkty O i II ; — za jego pomocą znajdujemy Wl_{t_2} .

Teraz projektujemy wykresy dla strony kukorbowej. W normalnych stawidłach Lentza z regulatorem osiowym krzywe centralne po stronie od — i kukorbowej są równoległe i jednakowej długości. Jednakowe napętnienie po obydwóch stronach tłoka wykonywa się tylko przy napętnieniu normalnym. Osiąga się to przez wykonanie przysłonięcia po stronie kukorbowej e_p mniejszego od e_t po odkorbowej.

W myśl powyższego rysujemy po stronie kukorbowej krzywą centralną $m_1 - n_1 - t_1 - q_1$ oraz kreślimy koła o śred-

nicach r_1 , r_2 i r_3 . Następnie odkładamy na linii MPO — MPK normalne napełnienie, — w danym wypadku $17,5\%$. Przy pomocy łuku o promieniu $L = 5R$ znajdujemy na kole korby $17,5\%$. Punkt ten łączymy ze środkiem O , przez co znajdu-



Rys. 227.

jemy punkt IV na kole o średnicy r_2 . Przez punkt IV musi przechodzić przysłonięcie e_p , które skutkiem tego otrzymuje wymiar $e_p = 15,7$ mm. Największe napełnienie (punkt V) w nosi 62% , a przy położeniu środka mimośrod w punkcie t_1 stawidło daje jeszcze $3,7\%$ napełnienia. Z powyższego wy-

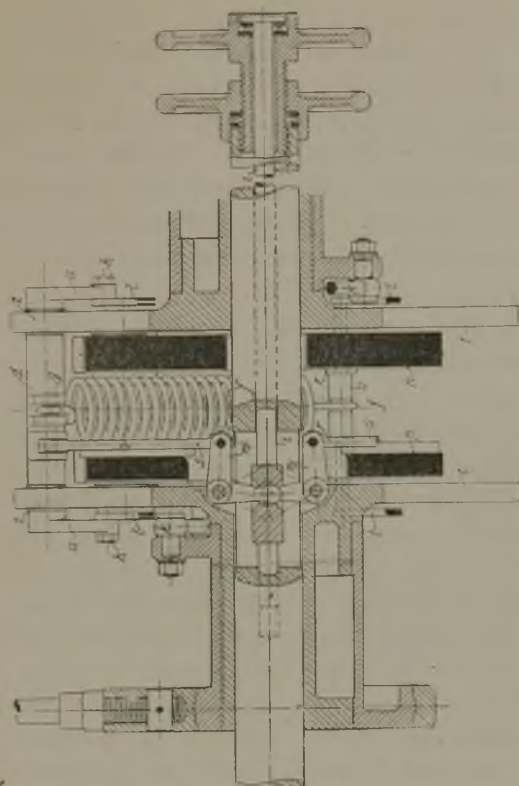
kresu wynika, że przy założeniach poprzednio podanych nie otrzymuje się po stronie kukorbowej 0% napełnienia, oraz że wlot przedzwrotowy po tej stronie ulega większym zmianom.

Wykonanie stawidła z regulatorem według rys. 226 posiada tę zaletę, że tarcze prostokątne y (rys. 224) są oklinio-
ne na wale względem siebie pod kątem 180° , skutkiem czego nie tak łatwo zajdzie omyłka. Wadą tego układu są natomiast nierówne napełnienia po obydwóch stronach tłoka oraz to, że przy wyrównanym napełnieniu normalnym $a_p > a_t$, czyli przy jednakowym mechanizmie stawidłowym skok zaworu po stronie kukorbowej jest większy, niż po odkorbowej.

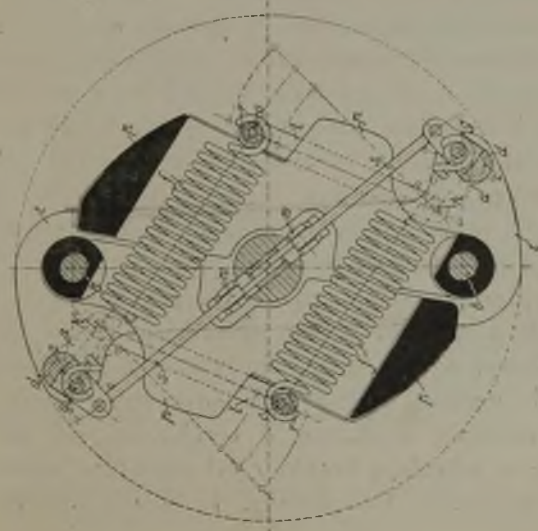
Chcąc uzyskać wyrównanie wszystkich napełnień, trzeba tarcze prostokątne y (rys. 224) oklinić względem siebie pod kątem trochę mniejszym od 180° . Wówczas krzywe centralne nie są równoległe (rys. 227), a mimośrodowości po stronie odkorbowej wykonywa się większe niż po stronie kukorbowej, czyli krzywa centralna $m_1 - q_1 < m - q$.

Rysunek 227 przedstawia wykresy stawidła zaworowego z regulatorem osiowym Lentza dla jednakowych napełnień po obydwóch stronach tłoka. Po stronie odkorbowej przyjęto największą mimośrodość $O - m = 30 \text{ mm}$, przez co przy $e_t = 17,5 \text{ mm}$ otrzymano największe napełnienie $62,5\%$. Poza tym projektujemy wykresy dla strony odkorbowej w ten sam sposób jak w rys. 226. Przy projektowaniu strony kukorbowej rozpoczynamy od największego napełnienia $62,5\%$. Przyjmujemy $O - m_1 < O - m$, w danym wypadku po szeregu prób przyjmujemy $O - m_1 = 28,5 \text{ mm}$. Koło o średnicy r_{1p} przecina $Ex_{p1} - O$ w punkcie I , przez co znajdujemy $e_p = 11,7 \text{ mm}$. Następnie dobieramy na przedłużeniu linii $n - O$ punkt n_1 w ten sposób, aby koło o średnicy r_{2p} wykazało $17,5\%$ napełnienia. Łączymy punkt m_1 z punktem n_1 i otrzymujemy krzywą centralną $m_1 - q_1$. Przy położeniu środka mimośrodu w punkcie t_1 stawidło daje 00% napełnienia.

Z wykresów rys. 227 wynika, że przy normalnym napełnieniu a_p różni się nieznacznie od a_t . Natomiast przy największym napełnieniu wymiar $r_{1p} - e_p$ jest znacznie większy od $r_{1t} - e_t$. Jest to dużą wadą, bo zawór musi otrzymać większą wysokość, co wpływa niekorzystnie na jego szczelność. Z tej przyczyny jest najwięcej rozpowszechniony regulator według rys. 226.



Rys. 228.



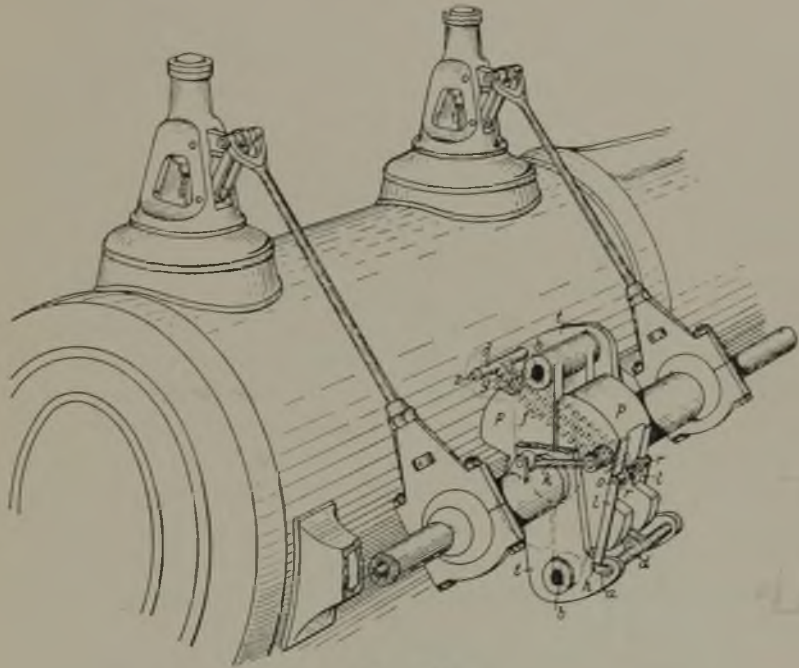
Po zaprojektowaniu wykresów suwakowych według rys. 226 lub 227 trzeba narysować mechanizm stawidłowy oraz kształt krzywizny dla największego napełnienia, stosownie do wymagań podanych w § 50. Również należy zaprojektować wykresy rzeczywistych i koniecznych skoków zaworu dla napełnienia normalnego, aby przekonać się, czy dławienie pary nie jest zbyt duże. Stosownie do otrzymanych wyników zmienia się ostateczny kształt krzywizny.

Regulator osiowy Proella posiada krzywą centralną łukiem zatoczoną (patrz także rys. 116). Całość regulatora przedstawiają rysunki 228 i 229. Na wale głównym są oklinione tarcze t , z których każda tworzy jedną całość z jednym mimośrodem o stałej mimośrodowości r , (po stronie ku — lub odkorbowej). W tarczach są osadzone czopy b , wokoło których obracają się ciężarki rozpędowe p regulatora. Siłę odśrodkowej ostatnich przeciwdziałają siły sprężyn f . Jeden koniec każdej sprężyny jest zaczepiony o sworznię g , znajdujący się w dźwigni d , która spoczywa za pośrednictwem czopa z w tarczach t . Drugi koniec sprężyny zaczepia o sworznię o , na którym znajduje się krążek r . Przy wychyleniu się ciężarków rozpędowych p krążki r przesuwają się po grzbiecie tychże ciężarków i opisują za pomocą kierownic l łuki wokoło sworzni h , osadzonych w dźwigniach a , które spoczywają na końcach poprzednio wspomnianego sworznia z . Wychylenie się ciężarków p wokoło sworzni b powoduje również okręcanie mimośrodów ruchomych, posiadających mimośrodowość r_2 , za pomocą łączników k na mimośrodach zaklinionych o mimośrodowości r_1 (patrz także rys. 229).

Regulator Proella, przedstawiony na rys. 228, posiada także przyrząd do zmiany liczby obrotów w czasie biegu maszyny. W razie potrzeby zmiany liczby obrotów silnika obracamy kółka ręczne, znajdujące się na końcu wału sterującego, względem siebie, przez co przesuwamy drążek i w jednym lub drugim kierunku. Skutkiem tego osiąga się za pośrednictwem dźwignien n i łączników s okręcanie dźwignien d i a , czyli zmianę naprężenia sprężyn; — przy większym napięciu sprężyn dźwignie d wychylają się na zewnątrz, a dźwignie a oddalają krążki r od punktów obrotu b ciężarków p . Wspomnieć też należy, że kółka ręczne normalnie

biegną razem z wałem, a jedynie po uchwyceniu ich ręką przy przestawianiu zatrzymują się.

Jeżeli w stawidle zaworowym ma być osiągnięte wyrównanie napelnień po obydwóch stronach tłoka, to regulator osiowy Proella (rys. 230) posiada następujące cechy charakterystyczne. Mimośrodowość r , stałych mimośrodków, oklinionych względem siebie o 180° , jest jednakowa po oby-



Rys. 229

dwóch stronach tłoka. Również cięgiwy krzywych centralnych $m - t$ oraz $m_1 - t_1$ są jednakowej długości, natomiast mimośrodowość obracanego mimośrodu jest po stronie odkorbowej większa niż po kukorbowej $r_{zt} > r_{zp}$; — skutkiem tego kąt przestawiania po stronie odkorbowej α_t jest mniejszy niż po stronie kukorbowej α_p . Przysłonięcie wlotowe e_t po stronie odkorbowej jest większe od przysłonięcia e_p po stronie kukorbowej.

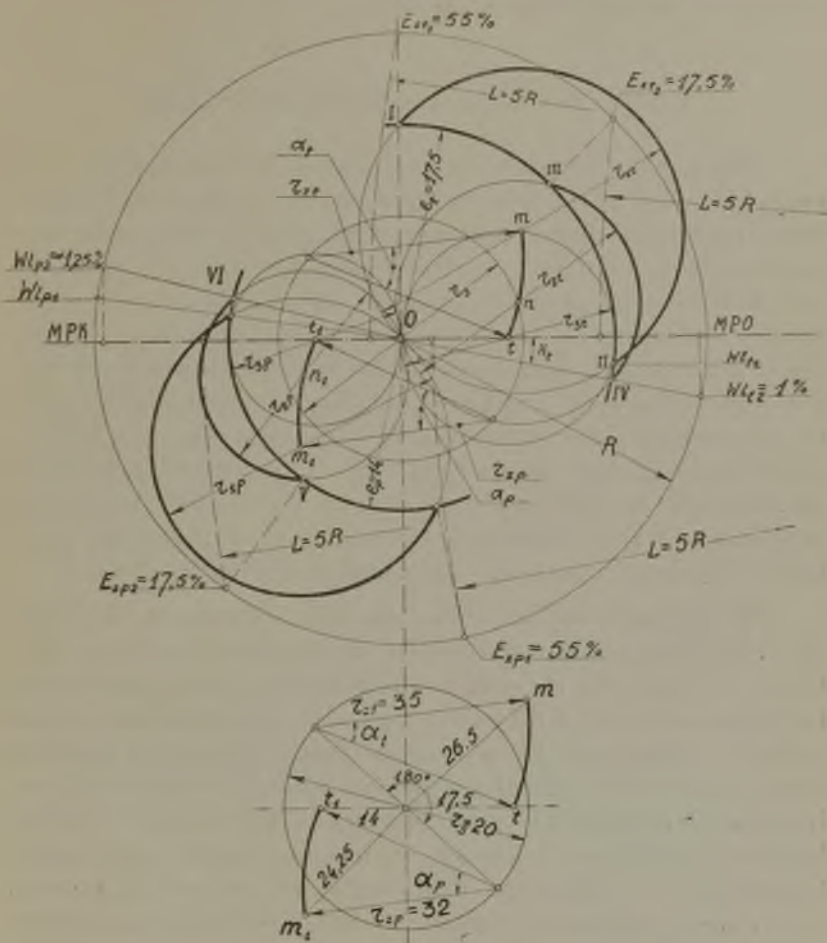
Przy projektowaniu wykresów suwakowych dla stawideł zaworowych, połączonych z regulatorem osiowym Proella,

rysujemy koło korby (rys. 230) o średnicy $2R = 100$ mm. Przyjmijmy, że mamy regulator o mimośrodowości stałej $r_s = 20$ mm, oraz o mimośrodościach zmiennych $r_{zt} = 35$ mm i $r_{zp} = 32$ mm, który posiada po stronie odkorbowej najmniejszą mimośrodość 17,5 mm i największą 26,5 mm, a po stronie kukorbowej najmniejszą mimośrodość 14 mm i największą 24,25 mm. Powyższe krzywe centralne $m - t$ oraz $m_1 - t_1$ kreślimy w kole korby o promieniu R w ten sposób, że punkty t i t_1 są położone na linii $MPO - MPK$. Ponieważ w wykresie Zeunera kreślimy koła, przedstawiające poszczególne mimośrodości, ze środków na krzywej centralnej, przeto otrzymujemy wykres Zeunera w skali 2:1. Chcąc uzyskać 00% napełnienia po stronie odkorbowej, przyjmujemy przysłonięcie wlotowe $e_t \geq r_{3t}$ — wybieramy $e_t = 17,5$ mm. Następnie odkładamy napełnienie normalne 17,5% na linii $MPO - MPK$, kreślimy łuk promieniem $L = 5R$, znajdujemy 17,5% na kole korby i punkt przecięcia III na łuku zatoczonym promieniem e_t . Szukamy teraz dla napełnienia normalnego na linii $m - t$ środka n koła suwakowego r_{2t} , które musi przechodzić przez punkty O i III oraz wykazać odpowiedni wlot przedzwrotowy. Ostatni, oznaczony przez $Wl_{t_2}^t$ znajdujemy, przenosząc punkt IV na koło korby; — w danym wypadku otrzymaliśmy 1% wlotu przedzwrotowego. Gdyby wielkość ostatniego nie zadawała nas, to musielibyśmy najpierw zmienić wielkość e_t . W razie uzyskania niezadawalających wyników po zmianie e_t , trzeba by zastosować inną krzywą centralną.

Ponieważ w danym wypadku otrzymaliśmy odpowiedni wlot przedzwrotowy, przeto badamy największe napełnienie. Ostatnie znajdujemy, kreśląc wokoło punktu m koło o promieniu $m - O$, które przecina łuk wykreślony promieniem e_t w punktach I i II ; — w ten sposób otrzymujemy największe napełnienie 55% oraz wlot przedzwrotowy Wl_{t_1} , który jest trochę mniejszy od Wl_{t_2} .

Teraz projektujemy stronę kukorbową, rozpoczynając od napełnienia normalnego. Odkładamy więc cięciwę $m - n$ od punktu m_1 i znajdujemy punkt n_1 . Z tego ostatniego kreślimy koło o promieniu $n_1 - O$, czyli o średnicy r_{2p} . Następnie odkładamy na linii drogi tłoka napełnienie 17,5% i znajdujemy punkt V na kole r_{2p} , przez co otrzymujemy przysłonięcie

$e_p = 14 \text{ mm}$. Równocześnie znaleźliśmy punkt VI, który wykazał wlot przedzwrotowy Wl_{p2} odpowiedniej wielkości. Ry-



Rys. 230

sujemy teraz z punktu t_1 koło promieniem $t_1 - O$, które daje nam napełnienie 00%, oraz z punktu $m_1 - O$, za pomocą którego znajdujemy największe napełnienie 55% i wlot przedzwrotowy Wl_{p1} .

Po zaprojektowaniu wykresów suwakowych trzeba zaprojektować mechanizm stawidłowy, kształt krzywizny dla

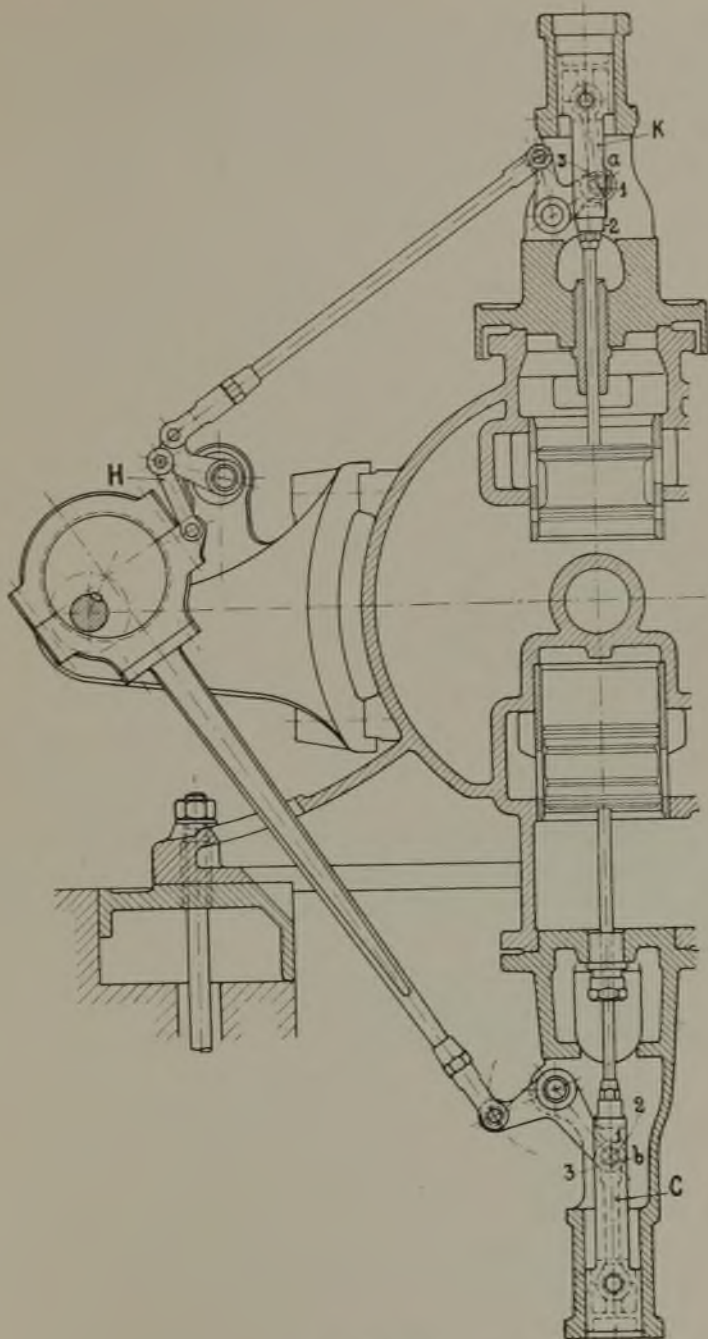
napelnienia największego (patrz § 50), oraz wykresy rzeczywistych i koniecznych skoków zaworu dla napelnienia normalnego. Gdyby ostatnie wykazały zbyt duze dławienie pary, trzeba by zmienić kształt krzywizny.

§ 52. STAWIDŁA Z KIEROWNICAMI.

Mechanizm stawideł tego rodzaju jest połączony bezpośrednio, bez zastosowania sprężyny, z wewnętrznym organem sterującym, który skutkiem tego musi wykonywać stale pewne ruchy. Z istoty stawidła wynika więc, że nie może ono być użyte do napędu zaworów dwusiedzeniowych, a może być wykonywane tylko w połączeniu z zaworami tłoczkowymi (suwakami). Włączenie w mechanizm stawidłowy kierownicy ma na celu uzyskanie szybkiego ruchu suwaka w czasie otwierania i zamykania kanału, a powolnego — w okresie zamknięcia kanału (patrz § 32, str. 135). Stałe połączenie mechanizmu stawidłowego z zaworem tłoczkowym umożliwia stosowanie bardzo wysokiej liczby obrotów maszyny, ograniczonej jednak względem na nadmierne dławienie pary.

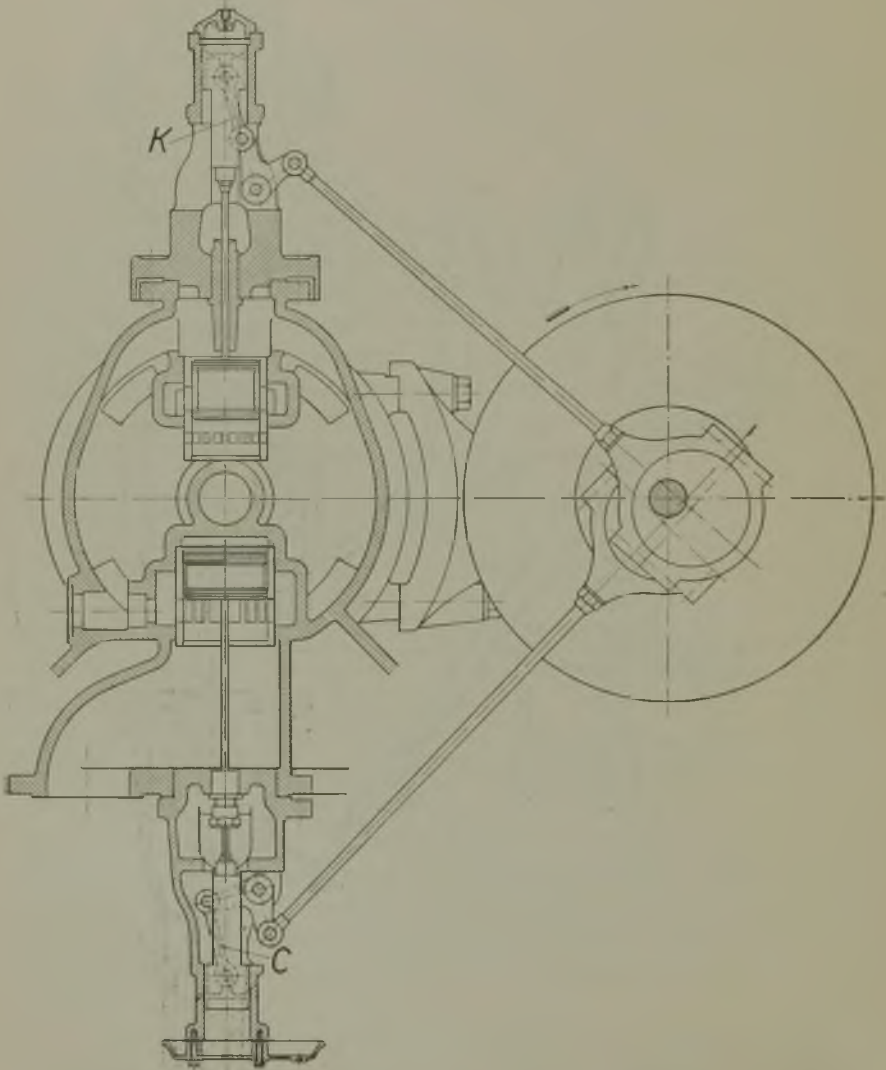
Wykonanie mechanizmów stawideł z kierownicami może być różnorodne, jako przykłady przytaczam stawidła, używane do napędu zaworów tłoczkowych przez wytwórnię L. Zieleniewski w Krakowie. Rys. 231 przedstawia stawidło cylindra niskoprężnego, w którym jeden mimośród napędza zawór wylotowy i wlotowy. Napęd zaworu wylotowego odbywa się bezpośrednio przy włączeniu kierownicy *C*, której koniec *b* przebiega w czasie otwierania (także zamykania) kanału łuk 1 — 2 prawie równoległy do osi trzonu zaworu, a w czasie zamknięcia kanału — łuk 1 — 3 prawie prostopadły do tejże osi. Wynika z tego, że suwak wykonywa bardzo powolny ruch przy zamkniętym kanale sterującym. Mechanizm zaworu wlotowego natomiast posiada dwie kierownice *H* i *K*, skutkiem czego ruch końca *a* kierownicy *K* jest w czasie otwierania kanału sterującego na łuku 1 — 2 jeszcze szybszy.

Stawidło cylindra wysokoprężnego (rys. 232) posiada oddzielne mimośrodki do napędu zaworu wylotowego i wlotowego, bo ostatnie znajdują się pod wpływem regulatora



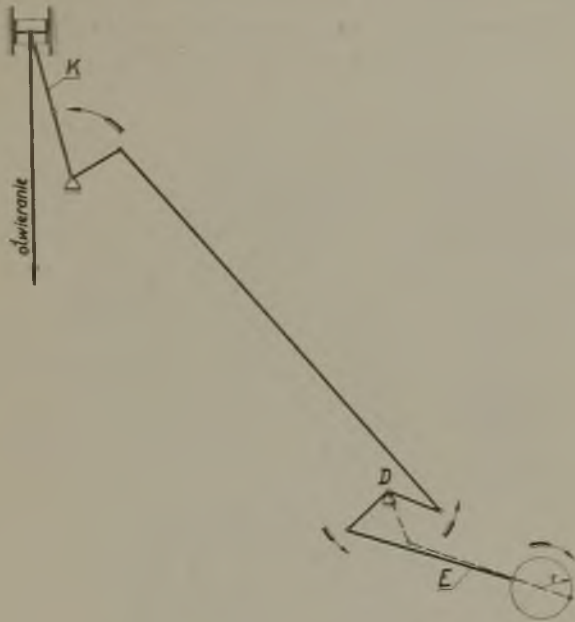
Rys. 231.

osiowego. Mechanizm wylotowy posiada kierownicę *C*, a wlotowy — kierownicę *K*. Szybkość ruchu zaworu wlotowego w czasie otwierania kanału można by zwiększyć, stosując krótki drążek mimośrodowy *E* oraz dźwignię *D* z odpowiednio ułożonymi ramionami (rys. 233),



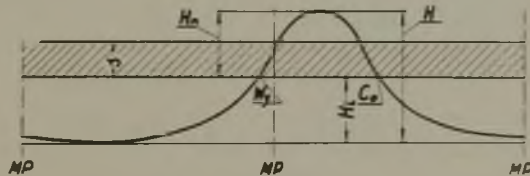
Rys. 232.

Ruch sterującej krawędzi suwaka wylotowego w cylindrze wysokoprężnym przedstawia rys. 234. Szerokość kanału w tu-



Rys. 233.

lei suwakowej oznaczono literą s , całkowity skok suwaka — H , skok użyteczny — H_n , skok jałowy — H_l . Oczywiście należy dążyć do tego, aby H_l było możliwie małe w stosunku do H_n .

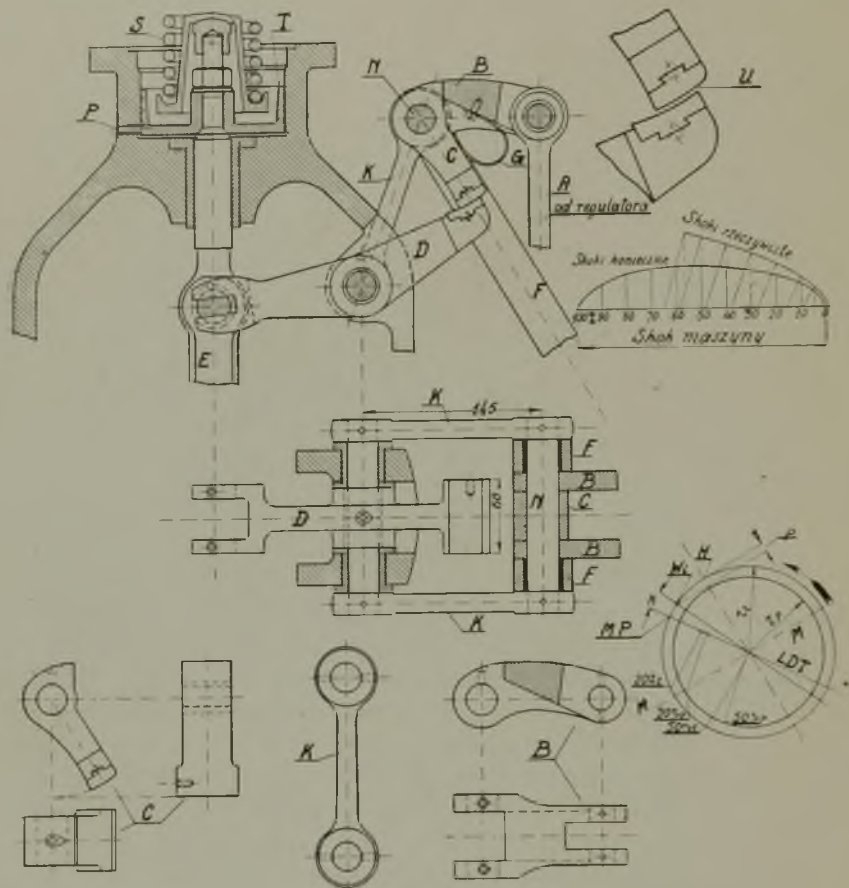


Rys. 234.

§ 53. STAWIDŁA WYCHWYTOWE

Zasadę działania mechanizmu wychwytowego oraz rodzaje zasadnicze stawideł wychwytowych podano w § 44.

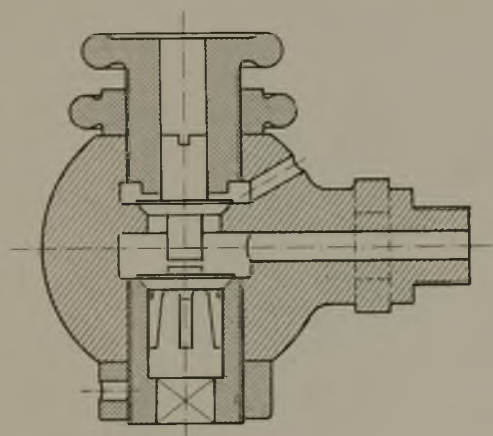
Jako przykład stawidła wychwytowego z powolnym wyłączaniem chwytacza przytaczam stawidło Kaufholda (rys. 235). Koniec drążka *F*, napędzanego mimośrodem, jest w sworzniu *N* prowadzony za pomocą kierownic *K*. Na sworzniu *N* znajduje się chwytacz *C*, na który działa spychacz *B*



Rys. 235.

przestawiany regulatorem za pomocą drążka *A*. W górnym położeniu krańcowym środka mimośrodu chwytacz *C* posiada przy *U* pokazywy przeskok wielkości około 2 mm ponad końcową krawędź dźwigni *D*, której drugi koniec jest połączony z trzonem zaworu *E*. Sprężyna *G* zapewnia prawidłowe położenie chwytacza *C* względem końca dźwigni *D*. Przy

dalszym ruchu mimośrodowo chwytacz *C* zbliża się do dźwigni *D*, a od chwili zetknięcia się ich zaczyna się wodzone otwieranie zaworu. Równocześnie chwytacz *C*, opierając się o spychacz *B*, przesuwają powoli po końcu dźwigni *D*. W chwili, w której krawędź chwytacza *C* zsunęła się z dźwigni *D*, zawór jest połączony za pomocą trzonu *E* tylko z dźwignią *D* i opada na swe siodła pod wpływem działania sprężyny *S* i własnego ciężaru, a mechanizm stawidłowy wykonywa ruchy nieczynne pod wpływem dalszego ruchu mimośrodowo.

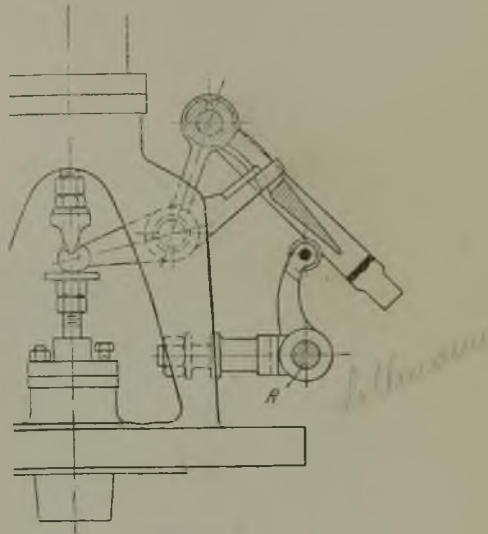


Rys. 236.

W celu uniknięcia zbyt silnego uderzenia zaworu, szybkość jego ruchu zostaje zmniejszona w ostatnim okresie opadania przez działanie opornika powietrznego, którego tłok *T* jest połączony z trzonem zaworu. Prawidłowe działanie opornika powietrznego wymaga, aby w czasie ruchu tłoka *T* w górę dostawało się powietrze w dostatecznej ilości do cylindra opornika, a przy ruchu w dół powietrze odpowiednio sprężone uchodziło na zewnątrz. W tym celu jest umieszczony w miejscu *P* zawór powietrzny (rys. 236), składający się z zaworu ssącego i tłoczącego; — skok ostatniego może być regulowany, czyli może być regulowany opór powietrza przy opadaniu zaworu parowego. Zaznaczam, że źle działają oporniki powietrzne, które posiadają zamiast dwóch zaworów powietrznych tylko otwór o nastawnej wielkości, bo przy małym skoku zaworu parowego dopływa za mało powietrza pod

tłok opornika powietrznego. Oczywiście dobre działanie opornika powietrznego wymaga dużej szczelności jego tłoka.

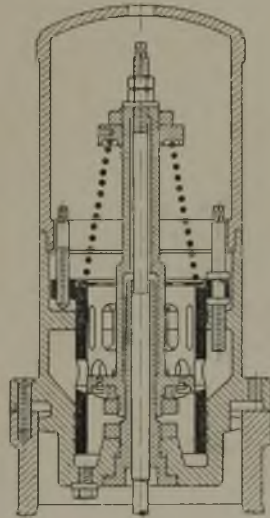
Przy projektowaniu stawidła wychwytowego rysujemy przyjęty mechanizm stawidłowy dla największego napełnienia i przyjmujemy mimośrodowość r . Jeżeli zamierzamy uzyskać przy równych napełnieniach po obydwóch stronach tłoka jednakowy skok zaworów, to musimy wykonać większą mi-



Rvs. 237.

mośrodowość po stronie odkorbowej niż kukorbowej, — $r_l > r_p$. Znając położenie wału sterującego i nasady zaworowej względem cylindra, znajdujemy środkowy kierunek drążka mimośrodu i środkowe położenie mimośrodu, oznaczone przez $M-M$ (rys. 235). Od krańcowego punktu H odkładamy na linii środkowego kierunku drążka mimośrodu przeskok $p \cong 2 \text{ mm}$, przez co znajdujemy na kole mimośrodu wlot przedzwrotowy Wl . Od punktu Wl odkładamy kąt $\alpha = 7^\circ$ do 12° , przez co znajdujemy martwe położenie $M P$ oraz linię drogi tłoka $L D T$. Chcąc zaprojektować nad obliczoną krzywą koniecznego skoku zaworu (patrz § 48) krzywą rzeczywistych jego skoków, kreślimy dla szeregu napełnień łuki promieniami $L = 5r$, które przecinają koło mimośrodu w punktach odpowiadających napełnieniom. Z punktów tych zataczamy łuki długością

drażka mimośrodowa, które przecinają łuki opisywane przez kierownicę *K*. W chwili, w której koniec drążka *F* znajduje się w tych punktach przecięcia, chwytacz *C* zsuwa się z końca dźwigni *D*, — czyli przy pewnym napełnieniu znajdujemy odnośny skok zaworu. Rzeczywiste napełnienie cylindra trwa oczywiście trochę dłużej, mianowicie o okres, w którym zawór podniesiony opada na swe siodła, co trwa 10° do 15° kąta korbowego. Porównywując skok rzeczywisty zaworu z koniecznym, widzimy, że jest on znacznie większy, co wy-



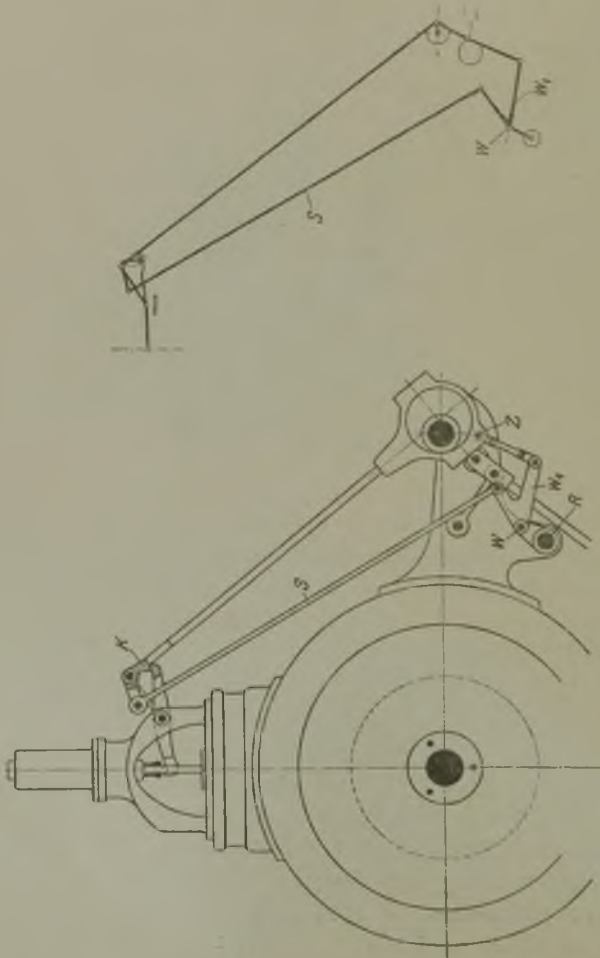
Rys. 236

maga budowy dłuższych dwusiedzeniowych zaworów rurowych.

Szybkie wyłączenie chwytacza posiada stawidło Collmanna (rys. 237), którego działanie jest podobne do stawidła Kaufholda. Różnica polega jedynie na sposobie zsuwania chwytacza z dźwigni, mianowicie w stawidle Collmanna zsuwanie rozpoczyna się w chwili zetknięcia się przedłużenia chwytacza z krążkiem, nastawianym przez regulator przy pomocy wałka *R*, oraz odbywa się szybko. Przedłużenie chwytacza może też służyć do zapobiegania zawieszenia się zaworu parowego. W tym celu chwytacz posiada wąskie wycięcie, w które wchodzi przedłużenie dźwigni, połączonej

z trzonem zaworu (patrz także rys. 240, gdzie $x > 2r$, oraz y większe od przeskoku).

Stawidło Collmanna posiada zamiast opornika powietrznego opornik olejowy, który nie wymaga tak częstego regulowania (rys. 238). Tłok tego opornika, pracujący w tulei posiadającej otwory przyływowe, jest połączony z trzonem zaworu parowego. Przy ruchu zaworu w górę olej przepływa z górnej strony tłoka przez wspomniane otwory na dolną stronę. Przy ruchu zaworu w dół po wyłączeniu chwytacza olej płynie najpierw bez oporu w górę, a dopiero przy ma-



Rys. 239.

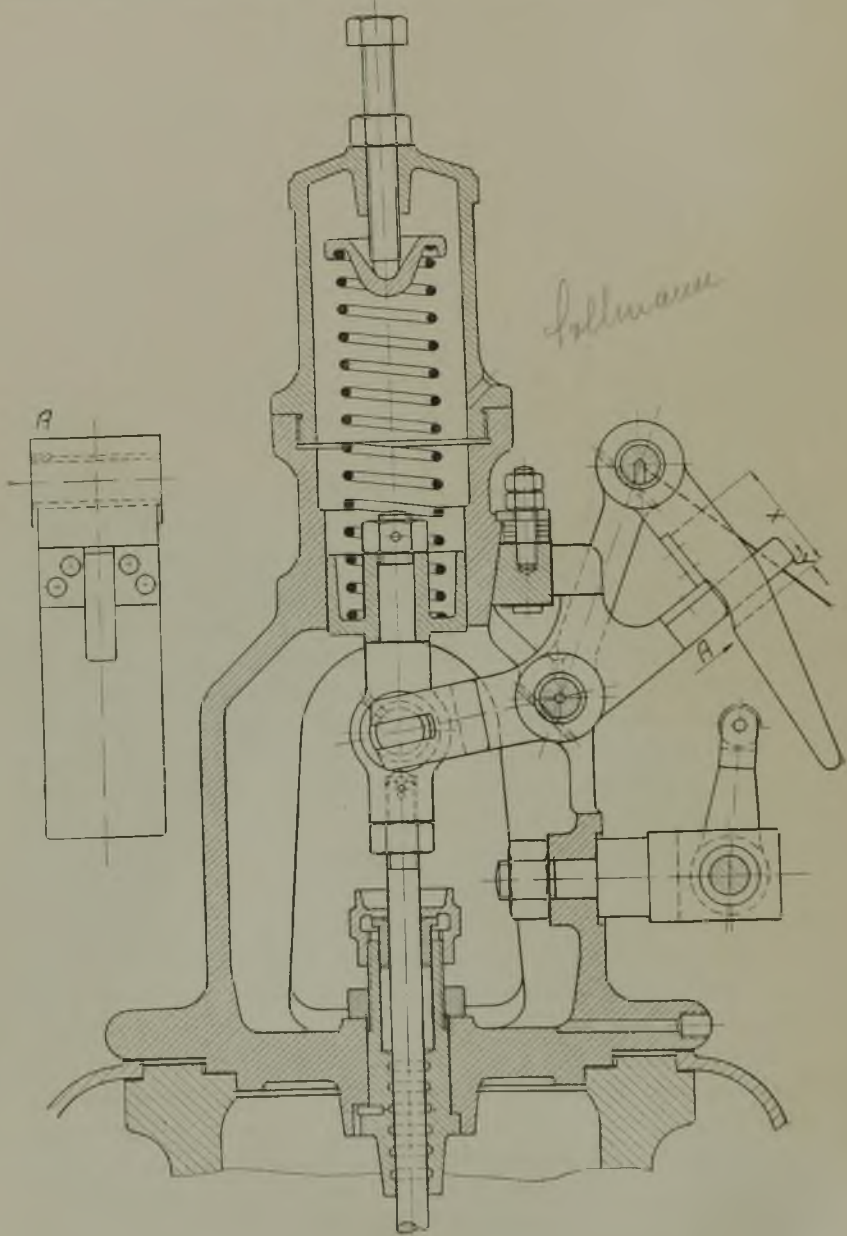
łym podniesieniu zaworu powstają opory z powodu coraz więcej zmniejszających się przekrojów przepływowych. Aby opory te nie przeszkodziły zamknięciu zaworu, otwory w tulei posiadają wąskie przedłużenia, przez które są ze sobą połączone, nawet przy zamkniętym zaworze, przestrzenie znajdujące się pod i nad tłokiem. Opornik olejowy można regulować także w ruchu maszyny za pomocą przestawiania jego tłoka lub tulei opornika.

Stawidła wychwytowe z ruchem wdzonym chwytnicza wprowadziła fabryka Sulzera; — jedno z wykonań widzimy na rys. 239. Koniec drążka mimośrodowo jest prowadzony kierownicami, a chwytnicza K opisuje drogę o kształcie elipsy za pomocą napędu, uzyskanego mechanizmem $Z - W_1 - S$. Zmianę napełnienia nastawia regulator, który obraca wałek R i zmienia przez to położenie osi obrotu W ; — wlot przedzwrotowy nie zmienia się.

Stawidła wychwytowe posiadają jako główną zaletę małe dławienie pary. Również działanie regulatora na mechanizm stawidłowy jest łatwe, skutkiem czego wystarcza nie duży regulator. Natomiast główne ich wady przy napędzie dwusiedzeniowych zaworów rurowych są następujące: konieczność ograniczenia liczby obrotów maszyny do około 120 obr/min, bo przy większej liczbie obrotów uderzenia zaworów o siódła są zbyt duże, konieczność stosowania oporników powietrznych lub olejowych oraz nastawiania ich w zależności od obciążenia maszyny, skomplikowany i dość kosztowny mechanizm, którego części pracujące zdzierają się dość szybko, zwłaszcza przy pracy maszyny z małymi napełnieniami, przy których regulacja także szwankuje ze względu na połączenie zaworu z opornikiem. Mała dopuszczalna liczba obrotów i kosztowny mechanizm spowodowały, że stawidła wychwytowe w połączeniu z dwusiedzeniowymi zaworami rurowymi wyszły zupełnie z użycia.

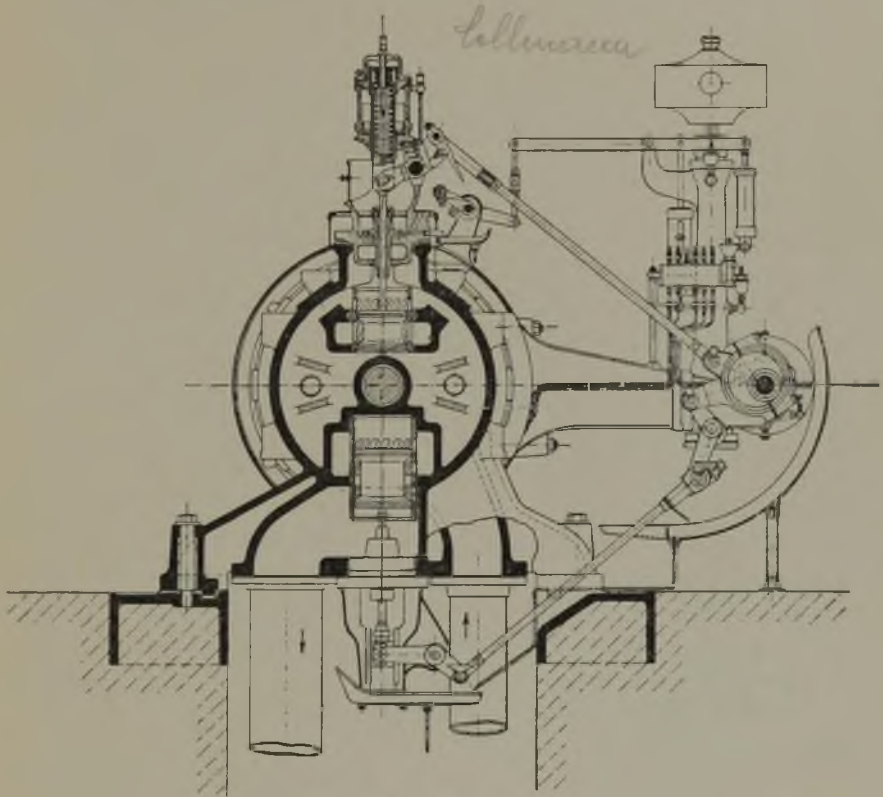
Stawidła wychwytowe mogą być także stosowane do zaworów tłoczkowych. Ponieważ ostatnie nie posiadają żadnych siodeł, przeto stawidło wychwytowe w połączeniu z nimi nie potrzebuje posiadać opornika, a tylko ograniczenie ruchu suwaka, zwykle umieszczone przy dźwigni napędzającej (rys. 240). Ramię ograniczające może uderzać o materiał elastyczny (np. skórę), skutkiem czego dopuszczalna

jest znacznie większa liczba obrotów maszyny, bez obawy 400 obr/min. Dławienie pary może być przy zaworach tłocz-



Rys. 240.

kowych mniejsze; — również regulacja przy małych obciążeniach nie zawodzi, bo zawory tłoczkowe posiadają przysłonienia. Całość takiego stawidła widzimy na rys. 240-a, w którym jednak budowy wodzika w nasadzie nie można uznać za właściwą.



Rys. 240a.

Stawidła wychwytywowe, zastosowane w cylindrach niskoprężnych maszyn upustowych, w których pobiera się parę z przelotni pomiędzy cylindrem wysoko — i niskoprężnym, posiadają tę wielką zaletę, że wpływ regulatora ciśnienia na mechanizm stawidłowy jest bardzo prosty i łatwy.

Sprężyny zaworowe stawideł wychwytywowych oblicza się następująco. Średnia siła sprężyny musi wynosić:

$$P = \frac{G \cdot b}{g} - G \text{ w kg.}$$

gdzie oznacza:

G — ciężar zaworu i części z nim połączonych w kg ,

g — przyspieszenie ziemskie w m/sec^2 ,

b — przyspieszenie zaworu w m/sec^2 ,

h — skok zaworu w m ,

t — czas zamykania zaworu w sec .

$$\text{Przyspieszenie } b = \frac{2h}{t^2}.$$

§ 54. STAWIDŁA NAWROTNE.

Ruch nawrotny, tj. bieg silnika w prawo i w lewo, posiadają następujące maszyny: lokomotywy, silniki okrętowe, maszyny wyciągowe, niektóre maszyny walcownicze, walce drogowe, niektóre rodzaje pługów motorowych.

Ponieważ do cylindra tłokowej maszyny parowej doprowadzamy energję prężności, przeto silnik ten o odpowiednim ustroju (bliźniaczym lub sprężonym) i odpowiednich stawidłach może ruszyć z miejsca pod pełnym obciążeniem prawie przy każdym położeniu korby maszyny. Jest to wielką zaletą tłokowej maszyny parowej w stosunku do innych silników cieplnych, zwłaszcza, że posiada ona przy stosownych stawidłach łatwą nawrotność. Mimo tych zalet nawrotna tłokowa maszyna parowa utrzymała swój stan posiadania przeważnie tylko jako silnik o małej i średniej mocy, w szczególności do napędu lokomotyw, statków rzecznych i nadbrzeżnych, oraz maszyn wyciągowych w tych wypadkach, w których elektryczne maszyny wyciągowe powodują zbyt duże koszty inwestycyjne.

Stawidła nawrotnych maszyn parowych można podzielić na następujące rodzaje:

1) stawidła jarzmowe, stosowane przeważnie w parowozach, maszynach walcowniczych i mniejszych wyciągowych, oraz przy napędzie walców drogowych i pługów motorowych,

2) stawidła z kierownicą, stosowane przeważnie przy napędzie okrętów,

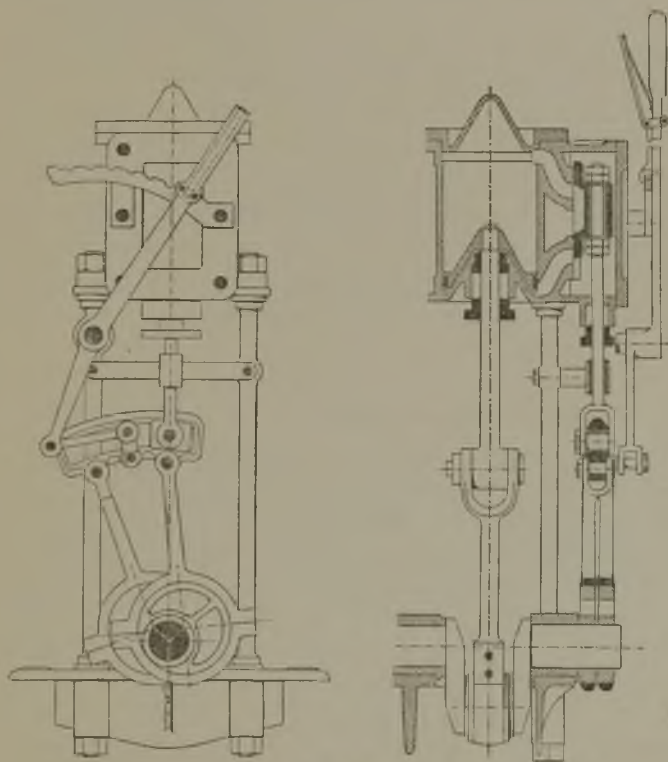
3) stawidła kształtówkowe, stosowane przeważnie w większych maszynach wyciągowych.

Stawidła kształtówkowe są najczęściej używane do napędu zaworów, natomiast stawidła jarzmowe i z kierownicą do napędu suwaków, choć mogą służyć także do napędu zaworów.

Ponieważ parowe silniki nawrotne tworzą oddzielny dział, skutkiem czego stawidła ich są przedstawione szczegółowo w literaturze specjalnej (np. stawidła jarzmowe przy omawianiu budowy parowozów), przeto podaję w niniejszej publikacji tylko te wiadomości, które są potrzebne dla zrozumienia istoty, zalet i wad stawideł nawrotnych.

§ 55. STAWIDŁA JARZMOWE.

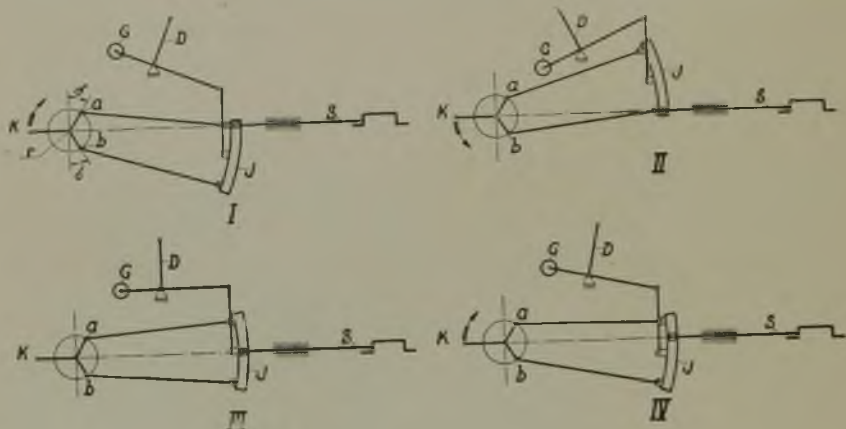
Całość stawidła jarzmowego przedstawia rys. 241. Jest to cylinder wysokoprężny małej stojącej maszyny parowej



Rys. 241.

na łodzi. Na końcu drążka suwakowego znajduje się przesuwka, umieszczony w jarzmie, które otrzymuje napęd za pomocą dwóch mimośrodków. Jarzmo można przestawiać dźwignią ręczną wokół przesuwka, przez co otrzymuje się napełnienia różnej wielkości dla biegu maszyny naprzód i wstecz.

Przedstawione na rys. 241 stawidło jarzmowe typu Stephensa posiada jako cechę charakterystyczną ręczne przestawianie jarzma. Działanie tego stawidła rozważmy na podstawie rys. 242, w którym ze względu na napęd lokomotywy obrót w prawo oznacza bieg naprzód, a w lewo — bieg wstecz; — S oznacza drążek suwakowy. Mimośrod a i b wyprzedzają korbę maszyny K o kąt $90^\circ + \delta$. Przy krańcowym położeniu jarzma J według I , nastawionym za pomocą ręcznej dźwigni D , działa tylko mimośród a , dając największe



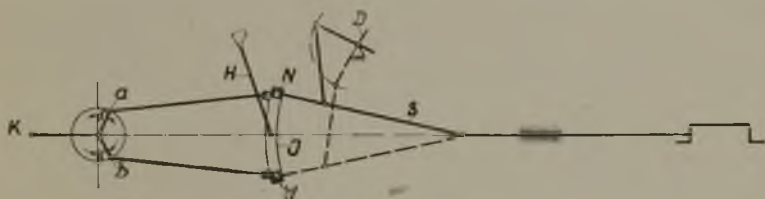
Rys. 242.

napełnienie dla biegu naprzód, natomiast przy krańcowym położeniu według II działa tylko mimośród b , dając największe napełnienie dla biegu wstecz. Jeżeli jarzmo J znajduje się w środkowym położeniu III , to napełnienie wynosi 0%. Od środkowego aż do krańcowego położenia jarzma tak w jednym jak w drugim kierunku napełnienia zwiększają się stopniowo, np. przy położeniu przedstawionym pod IV cylinder otrzymuje średnie napełnienie naprzód, przy którym czynne są obydwa mimośrodkie, a wlot przedzwrotowy jest trochę większy niż przy największym napełnieniu. Stawidło Stephensa posiada tę niedogodność, że przestawianie ciężkiego jarzma jest dosyć uciążliwe mimo zastosowania przeciwwagi G .

Łatwiejsze jest nastawianie biegu naprzód i wstecz oraz różnych napełnień w stawidle jarzmowym Goocha (rys. 243). Jarzmo J jest tutaj zawieszane na drążku H , a za po-

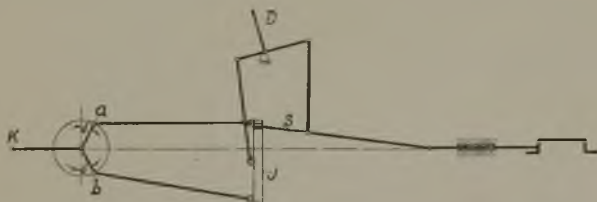
mocą dźwigni D przestawia się ręcznie w jarzmie przesuwek, znajdujący się na końcu drążka suwakowego S . Przy biegu maszyny naprzód przesuwek znajduje się w położeniu N , a przy biegu wstecz — w położeniu W .

W stawidle jarzmowym Allana (rys. 244) przestawia się ręcznie za pomocą dźwigni D równocześnie jarzmo J



Rys. 243.

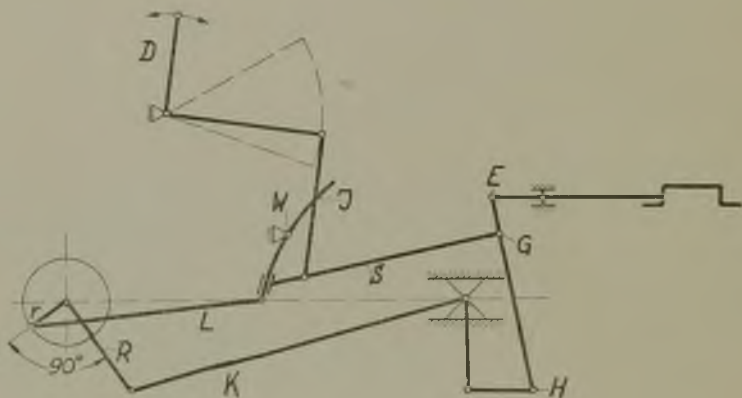
i przesuwek, lecz w kierunkach przeciwnych. Dzięki temu jarzmo może mieć kształt prosty, co ułatwia wykonanie. Przy biegu parowozu naprzód jarzmo musi być przesunięte w dół, a przesuwek w górę.



Rys. 244.

Oprócz tych trzech podstawowych typów stawideł jarzmowych egzystują różne odmiany ich, mniej lub więcej do nich podobne. Jako najwięcej rozpowszechnione z nich przytaczam stawidło Heusinger - v. Waldegga, znane także jako stawidło Walschaert'a (rys. 245). Jarzmo J , osadzone w środku W swej długości, otrzymuje napęd za pomocą drążka L od mimośrodów lub przeciwkorby o promieniu r , posiadającej kąt przodowania $\delta=0$. Ruch drugiego mimośrodu zastępuje tutaj wodzik, napędzany korbą o promieniu R i korbowodem K ; — sworzeń H wykonywa ruchy o wielkości skoku maszyny. Wychylenia jarzma J przenoszą się przy pomocy drążka S na punkt G wachacza $H - E$. Ruchy wodzika i mimośrodu łączą się w punkcie E , z którego

napędzany jest suwak. Wielkość czynnych wychyleń jarzma, oraz bieg naprzód lub wstecz zależy od położenia przesuwka, który może być przesuwany w jarzmie po obydwóch stronach sworznia W za pomocą dźwigni D . W razie stosowania suwaka z wewnętrznym wlotem sworzni E musi znajdować się pomiędzy punktami G i H . Główną zaletą stawidła Heusingera jest łatwe wyrównanie napełnień oraz możliwość dobrego osadzenia jarzma, posiada ono natomiast dużą liczbę sworzni w mechanizmie.

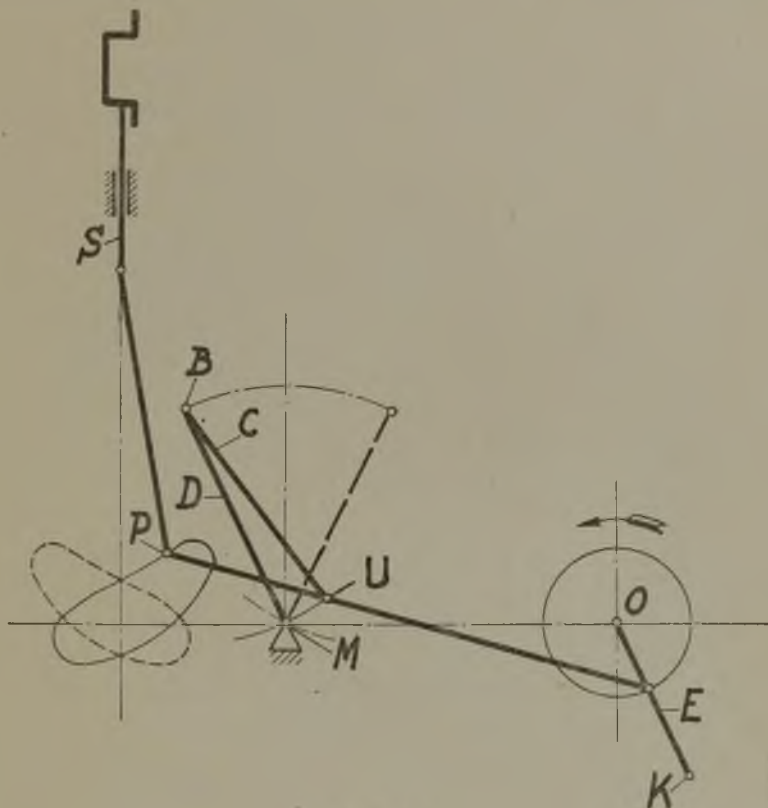


Rys. 245.

Stawidła jarzmowe wykonywa się dla napełnień największych aż do 85%. Odznaczają się one naogół dużą prostotą, natomiast posiadają wady, wpływające niekorzystnie na rozrząd pary, a wynikające ze wzajemnej zależności czterech charakterystycznych punktów rozrządu pary. Ponieważ wlot przedzwrotowy powinien zmieniać się możliwie mało, przeto przy zmianie napełnienia zmieniają się dość znacznie kompresja i wylot przedzwrotowy, mianowicie przy zmniejszeniu napełnienia wzrastają C_0 i W_y . Przy małym napełnieniu może nawet ciśnienie kompresyjne przekroczyć dołotowe, skutkiem czego powstają w wykresie indykatora pętlice. Również uwidacznia się dość duże dławienie pary, przy małych napełnieniach, bo skok suwaka lub zaworców zmniejsza się znacznie z powodu mniejszych wychyleń jarzma.

§ 56. STAWIDŁA NAWROTNE Z KIEROWNICĄ.

W stawidłach nawrotnych nastawna kierownica służy do uzyskania ruchu nawrotnego maszyny oraz różnych napełnień, dochodzących do 70%. Ponieważ mechanizm nawrotnych stawideł z kierownicą jest prostszy od mechanizmu sta-



Rys. 246.

widła jarzmowych, a parowe maszyny okrętowe naogół nie wymagają większych napełnień od 70%, przeto znalazły one przeważnie zastosowanie w stojących maszynach okrętowych.

Mechanizmy tych stawideł posiadają różne odmiany; — może najwięcej jest rozpowszechnione stawidło nawrotne Kluga, którego schemat przedstawia rys. 246. Drażek, napędzany mimośrodem E , jest zawieszony w punkcie U na kierownicy C , której koniec B może być przestawiany dźwignią D , obracaną na sworzniu M . Koniec P drążka mimośrodu

łączy się z drążkiem suwakowym S . W środkowym położeniu dźwigni D , stawidło nastawia 0% napelnienia, a przy wychyleniu dźwigni D w jednym lub drugim kierunku napelnienie stopniowo zwiększa się, w jednym kierunku — dla

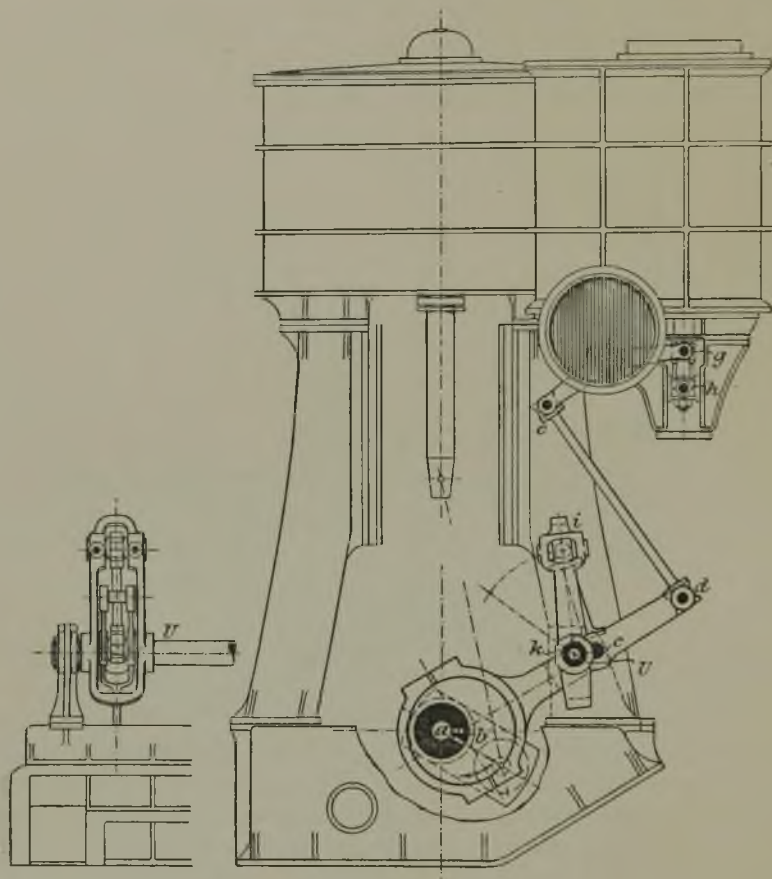


Fig. 247.

biegu naprzód, w drugim — dla biegu wstecz. Koniec P drążka mimośrodowo opisuje krzywe eliptyczne, które przecinają się w jednym punkcie, dzięki czemu linijny wlot przedzwrotowy jest stały. Aby osiągnąć taki wynik, punkt zawieszenia U powinien nakrywać się z punktem obrotu M dźwigni D przy obydwóch martwych położeniach, co wymaga stosowania kąta przodowania $\delta = 0$.

Całość stawidła Kluga dla maszyny okrętowej widzi-
my na rys. 247. Drażek mimośrodowo $a - d$ jest tutaj zawieszony na kierownicy $c - i$, przestawianej dźwignią $i - k$ przy pomocy wału nastawczego U .

§ 57. STAWIDŁA KSZTAŁTÓWKOWE.

W parowych maszynach wyciągowych były dawniej najczęściej rozpowszechnione stawidła jarzmowe, których dodatnie i ujemne strony podano w § 55. Skutkiem zmiany w tych stawidłach wszystkich charakterystycznych punktów rozrządu pary przy zmianie napełnienia, powstaje łatwo w wyciągowej maszynie nawrotnej nierównomierny bieg maszyny i liny wydobywczej. Chcąc tego uniknąć i kierować maszyną w sposób najwygodniejszy, maszyniści nie zastosowują w praktyce regulacji biegu maszyny za pomocą nastawiania napełnienia różnej wielkości, tylko ustawiają dźwignię w krańcowe położenie naprzód lub wstecz, tj. na największe napełnienie, a regulują bieg maszyny w nieracjonalny sposób przez dławienie pary dolotowej za pomocą zaworu rozruchowego.

Przytoczonych wad zasadniczych stawideł jarzmowych nie posiadają stawidła kształtówkowe, które mogą być tak zbudowane, że odpowiadają w zupełności wymaganiom maszyn wyciągowych. Warunki te są następujące: największe napełnienie aż do 95%, mały wlot i wylot przedzwrotowy oraz mała kompresja w czasie uruchamiania maszyny i manewrowania nią przy położeniu kosza wydobywczego u wrót szybu, natomiast najkorzystniejszy rozrząd pary przy pełnym biegu maszyny.

Kształtówka wlotowa powstaje przez ułożenie obok siebie i połączenie w całość większej liczby krzywek o niejednakowej długości na obwodzie; — długość przekroju krzywki przedstawia odnośne napełnienie (rys. 248). Poszczególne napełnienia są oznaczone na rysunku liczbami tak w widoku podłużnym jak i poprzecznym kształtówki. Na kształtówce, obracającej się razem z wałem sterującym, pracuje ruchomy krążek lub kula, które znajdują się w ułożonej na wałku pomocniczym dźwigni, której drugie ramię uruchamia drażek zaworowy.

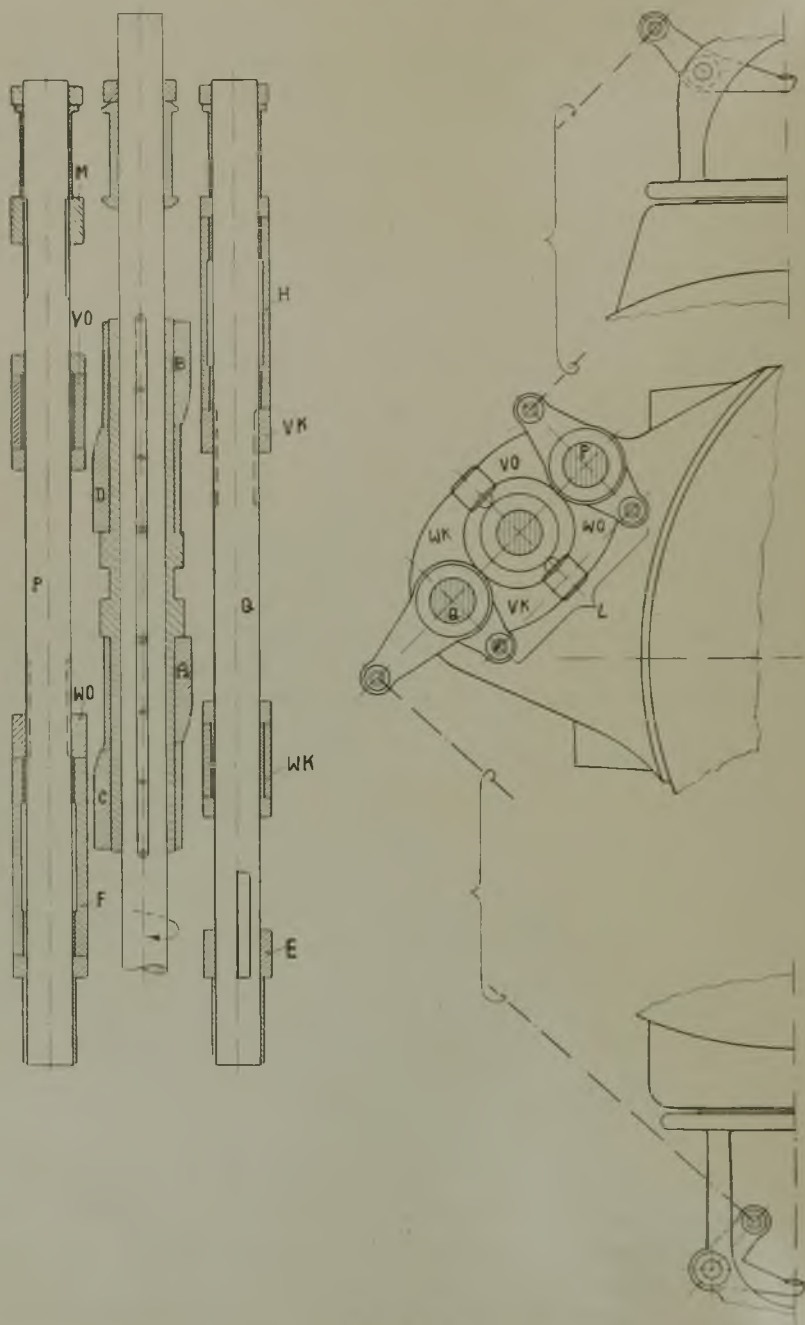
zone powodują bardzo łatwo zbyt silne uderzanie liny wydobywczej. Każdy cylinder posiada dwa zawory wlotowe i dwa wylotowe. Chcąc uzyskać ruch nawrotny maszyny, można zastosować układ, w którym każdy zawór otrzymuje dwie kształtówki, jedną dla ruchu naprzód, drugą dla ruchu wstecz, czyli każdy cylinder — 8 kształtówek. Tego rodzaju rozwiązanie nie jest korzystne, bo jest nie tylko kosztowne, lecz i kształtówki wypadają zbyt krótkie, co wpływa ujemnie na sterowanie zaworów. Z tej przyczyny wykonywa się przeważnie układy, w których każdy cylinder posiada tylko 4 kształtówki, mianowicie dwie dla zaworów wlotowych i dwie dla wylotowych. Tak z wlotowych jak i z wylotowych kształtówek jedna służy do ruchu naprzód maszyny, a druga dla ruchu wstecz.

Kształtówki spoczywają na tulei żeliwnej (rys. 249), do której są przytwierdzone śrubami wpuszczonymi (każda 3 śrubami). Tuleję przesuwają ręcznie lub za pomocą serwo-motoru parowego, naprzód lub wstecz od jej środkowego położenia, wzdłuż wału sterującego, przez co krążek lub kula dźwigni stawidłowej pracuje na nastawionym napełnieniu. Przy biegu naprzód maszyny kształtówka *A* uruchamia obydwa zawory wlotowe, kształtówka *B* — obydwa zawory wylotowe, natomiast przy biegu wstecz działają kształtówki *C* dla wlotu i *D* dla wylotu. Napęd wlotowego zaworu odkorbowego odbywa się przy pomocy dźwigni *WO*, pomocniczego wałka *P* i dźwigni *M*, a kukorbowego przy pomocy dwuramiennej dźwigni *WK*, łącznika *L* i dźwigni *F*. Napęd wylotowego zaworu kukorbowego odbywa się przy pomocy dźwigni *VK*, pomocniczego wałka *Q* i dźwigni *E*, a odkorbowego przy pomocy dwuramiennej dźwigni *VO*, łącznika *L* i dźwigni *H*.

Wśród kształtówek rozróżniamy następujące rodzaje:

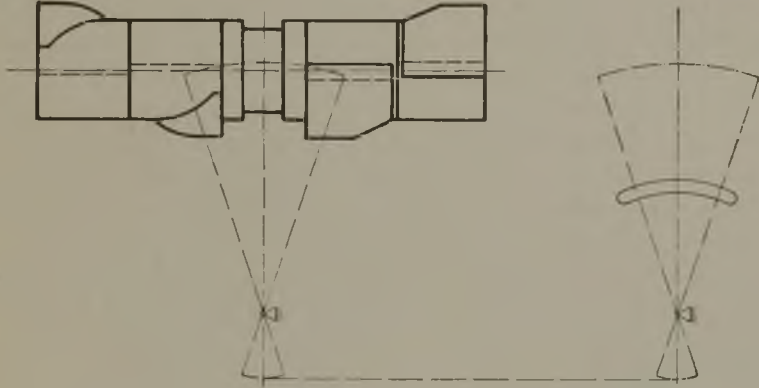
- 1) kształtówki normalne,
- 2) „ „ odwrotne,
- 3) „ „ specjalne.

W normalnych stawidłach kształtówkowych (rys. 250) odpowiada środkowemu położeniu dźwigni kierowniczej najmniejsze, — obydwom położeniom krańcowym (naprzód i wstecz) największe napełnienie cylindra. Wylot przedzwrotny i kompresja są na całej długości kształtówek wylotowych jednakowe. W praktyce maszynista ustawia przy



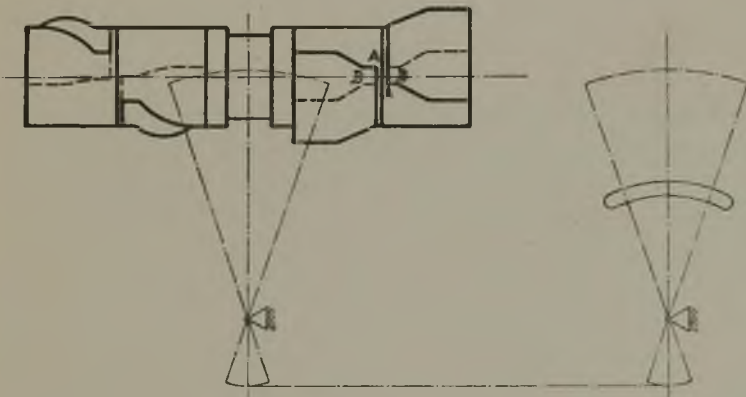
Rys. 249.

tych stawidłach, podobnie jak w jarzmowych, dźwignię kierowniczą w krańcowe położenie, dające największe napełnienie, a reguluje bieg maszyny jedynie przez dławienie pary dolotowej.



Rys. 250.

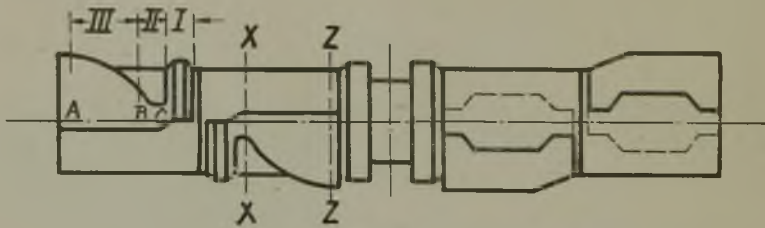
Przyzwyczajenie maszynistów, pozostawiać w czasie jazdy dźwignię kierowniczą w położeniu krańcowym, przyczyniło się do budowy kształtówek odwrotnych (rys.



Rys. 251.

251), które posiadają największe napełnienie przy małym wychyleniu dźwigni kierowniczej z jej środkowego położenia, natomiast przy krańcowym położeniu dźwigni najmniejsze napełnienie. Ostatnie musi oczywiście wystarczyć do uzyskania wymaganej prędkości przy normalnym obciążeniu ma-

szyny. W ten sposób uzyskuje się dobre wyniki pod względem ekonomicznym, bo przy odpowiednich wymiarach maszyny rozprężanie pary działa już częściowo podczas przyspieszenia, a w pełnej mierze podczas stałej jazdy. Oprócz tego kształtówki odwrotne odznaczają się tą zaletą, że na przestrzeni $A - B$, której używa się do uruchomienia maszyny i do manewrowania u wrót szybu, można wlot i wylot przedzwrotowy, rozprężanie i sprężanie pary oraz skok zaworów wykonać bardzo małe. Natomiast w dalszym przebiegu stawidła dają taki rozrząd pary, że maszyna pracuje możliwie ekonomicznie. Drugostronnie kształtówki odwrotne posiadają jedną wadę: chcąc dać przeciwparę celem szybszego zatrzymania maszyny, trzeba najpierw przeprowadzić stawidła przez całą długość kształtówki z coraz większymi napełnieniami.

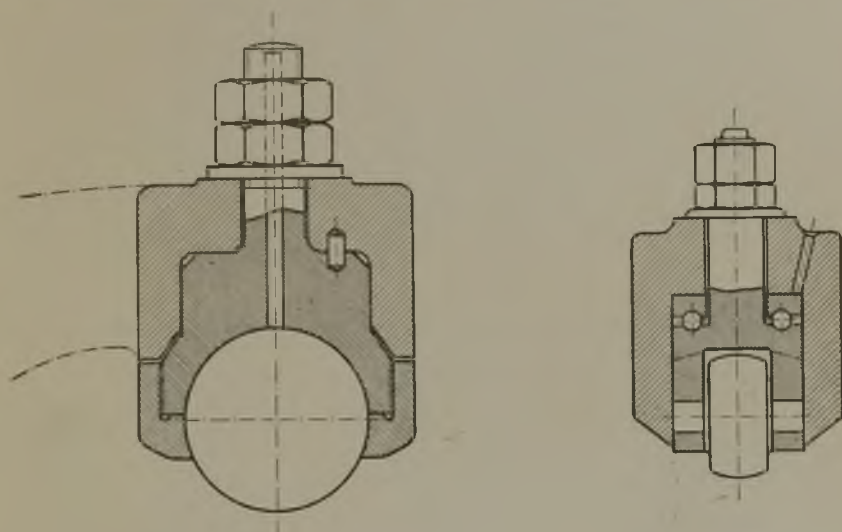


Rys. 252.

W razie stosowania samoczynnej regulacji biegu maszyny wyciągowej używa się kształtówek specjalnych, np. według rys. 252. Kształtówki wlotowe posiadają najpierw na długości I napełnienia 95% i 0% wlotu przedzwrotowego, a wylotowe bardzo mały wylot przedzwrotowy i małą kompresję. Obszar ten służy więc do manewrowania maszyną u wrót szybu. W przekroju $X - X$ kształtówki dają najmniejsze napełnienie, wynoszące 10% do 15%, które stopniowo wzrasta aż do 95% w przekroju $Z - Z$. Kompresja i wylot przedzwrotowy są nieduże w pobliżu przekroju $Z - Z$, lecz poza tym posiadają wartości, jak każda normalna maszyna parowa.

Przy uruchamianiu maszyny maszynista nastawia dźwignię w krańcowe położenie, dające największe napełnienie cylindra, przy którym krążek stawidłowy pracuje w miejscu A . Ze wzrostem szybkości statyczny regulator odśrodko-

wy nastawia mniejsze napełnienie aż do miejsca *B*, a może w razie przekroczenia dopuszczalnej szybkości przestawić aż do miejsca *C*, lecz wówczas na długości *II* przeważnie przy-ciska lekko także hamulec. W chwili rozpoczęcia okresu zwolnienia przyrząd bezpieczeństwa przestawia kształtówkę aż do środka, tj. na 0% napełnienia. Maszynista może jednak

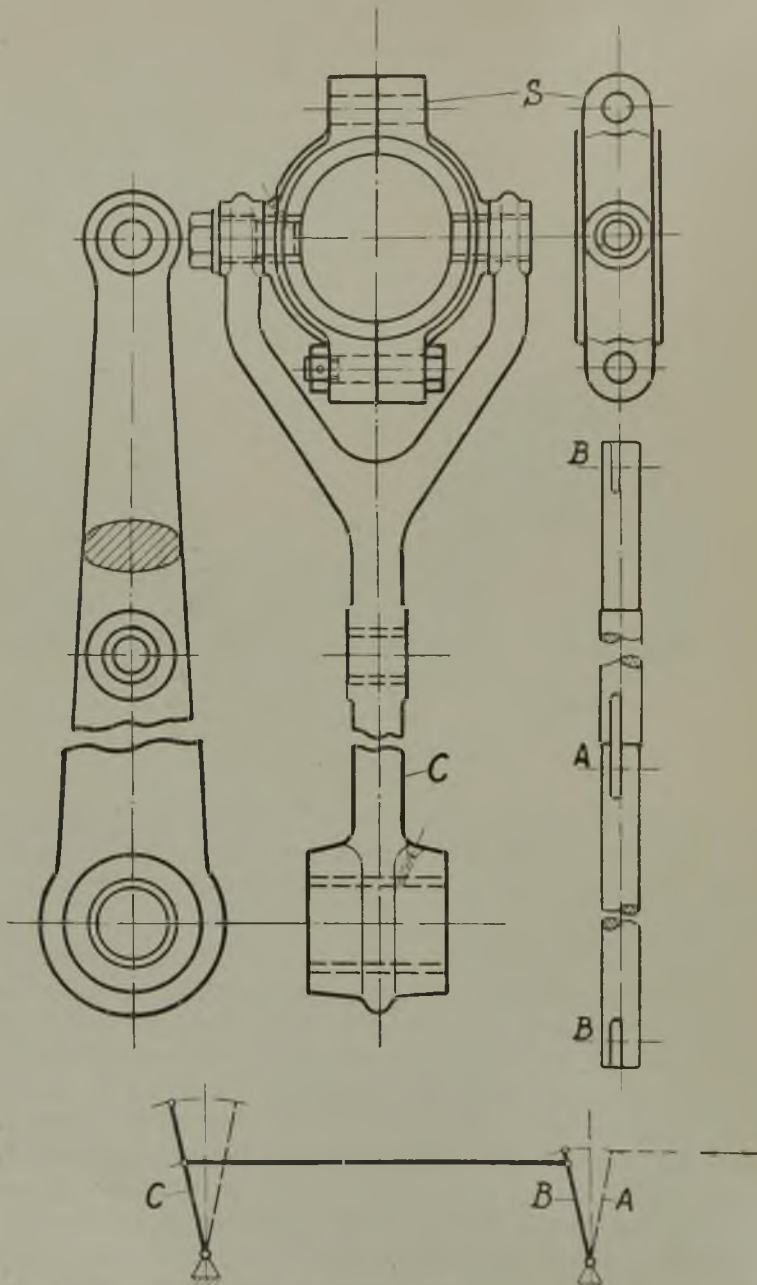


Rys. 253 i 254.

zawsze dojechać do wrót szybu z zamierzoną szybkością, bo na długości *I* kształtówki może zawsze, a zatem nawet po przestawieniu kształtówek na 0% napełnienia przez przyrząd bezpieczeństwa, pracować po przewyciężeniu niewielkiej siły sprężyny, umieszczonej w mechanizmie bezpieczeństwa.

W sprawie wykonywania kształtówek nadmieniam, że kształty poszczególnych przekrojów poprzecznych projektuje się tak samo jak krzywki. W kierunku podłużnym kąt pochylecia α (rys. 248) powinien wynosić około 3:7, jednak przy ręcznym przesuwaniu powinien być mniejszy od 30°; — przy skoku maszyny powyżej 1000 mm stosuje się zwykle sterowanie za pomocą serwomotoru parowego. Kształtówki wykonywa się ze stali, utwardzonej na powierzchni, lub z żeliwa utwardzonego przez odlew kokilowy.

Na kształtówkach nie mogą pracować krążki, obracające się tylko na osi, bo kształtówka posiada w stosunku do



Rys. 255.

krążka ruch obrotowy i ruch osiowy. Z tej przyczyny umieszcza się w dźwigniach stawidłowych kule hartowane o średnicy 50 do 60 mm, ułożone w łożu z brązu fosforowego (rys. 253). Można stosować także krążek, lecz musi być on wtedy ułożony w łożu kulkowym, a powierzchnie, na których pracują kulki, muszą być hartowane (rys. 254).

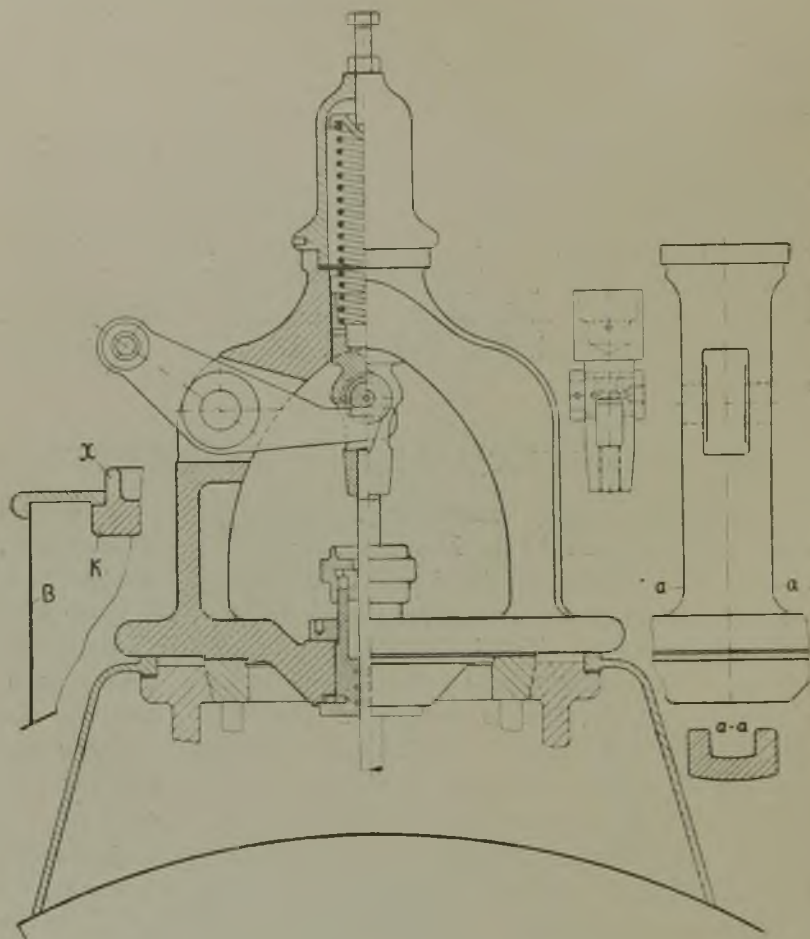
Wszystkie dźwignie stawidłowe, widoczne na rys. 249, wykonywa się ze staliwa o przekroju eliptycznym. Również dźwignie *A*, *B* i *C*, służące do przestawiania tulei z kształtówkami, wykonywa się ze staliwa (rys. 255). W środku wspomnianej tulei pomiędzy obrzeżami nakłada się dwudzielne sprzęgło stalowe *S* z wykrojem eliptycznym. W sprzęgło to wchodzi sworznie, wkręczone w dźwignię nastawczą *C*.

§ 58. KONSTRUKCJA CZĘŚCI STAWIDŁOWYCH.

Kształt nasady zaworowej, wykonywanej z żeliwa o grubości ścianek 12 do 20 mm stosownie do jej wielkości, zależy od rodzaju mechanizmu stawidłowego. Różne konstrukcje nasad podano w poprzednich paragrafach przy rozważaniu stawideł. Tutaj dodam, że nasada posiada przeważnie takie kształty, aby móc obrobić ją całkowicie w sposób mechaniczny, jak to wynika z rys. 256. Całkowita obróbka nasad była dawniej najczęściej stosowana, aby otrzymać ładny wygląd maszyny, natomiast obecnie częściej ma luje się je tylko po powierzchniowej obróbce z gruba.

W cylindrze zaworowym maszyny leżącej wystają zwykle ponad okolenie z blachy błyszczącej skrzynki zaworowe, do których przytwierdzone są nasady. Celem osiągnięcia choćby izolacji powietrznej i otrzymania dobrego zewnętrznego wyglądu maszyny, umieszcza się zwykle na skrzynkach zaworów wlotowych pod nasadą pokrywy. Ostatnie mogą być wykonane z żeliwa o grubości 7 do 8 mm (patrz rys. 256), a pomiędzy pokrywą i skrzynką zaworową musi być szczelina wielkości najmniej 12 mm. Pokrywa żeliwna może opierać się na kołnierzu skrzynki (rys. 256) lub nasady, lub też na okoleniu blaszanym cylindra (rys. 200), a posiada w najniższym miejscu wysokość powyżej 70 mm. Pokrywa pod nasadą może być także wykonana z blachy błyszczącej *B* (rys. 256),

a wówczas spoczywa ona na kołnierzu *K* nasady, który posiada obrzeże *X*, zapobiegające rozlewaniu się smaru.

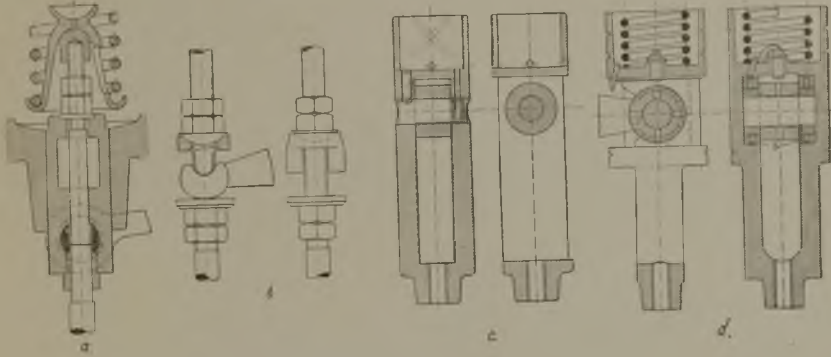


Rys. 256

Trzony zaworów wykonywa się ze stali tyglowej lub odkuwa się ze stali węglistej, a wodziki w nasadach, zależnie od sił działających, z żeliwa, ze stali zlewnej lub staliwa.

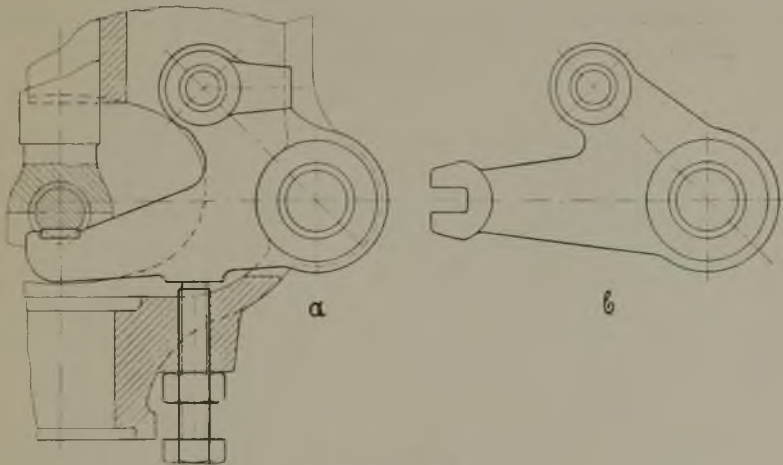
W stawidłach biegunowych i wychwytowych trzon zaworu przechodzi zwykle przez wodzik stawidłowy, natomiast w innych stawidłach jest wkręcony na gwint w tenże wodzik, a zatem w stawidłach biegunowych wg. konstrukcji rys. 257-a

i rys. 187, w wychwytowych wg. rys. 257-b i rys. 235, w stawidle Lentza wg. rys. 257-c, a w stawidle Proella wg. rys. 257-d, gdzie dwudzielne saneczki *S* wykonywa się z brązu. Przy



Rys. 257.

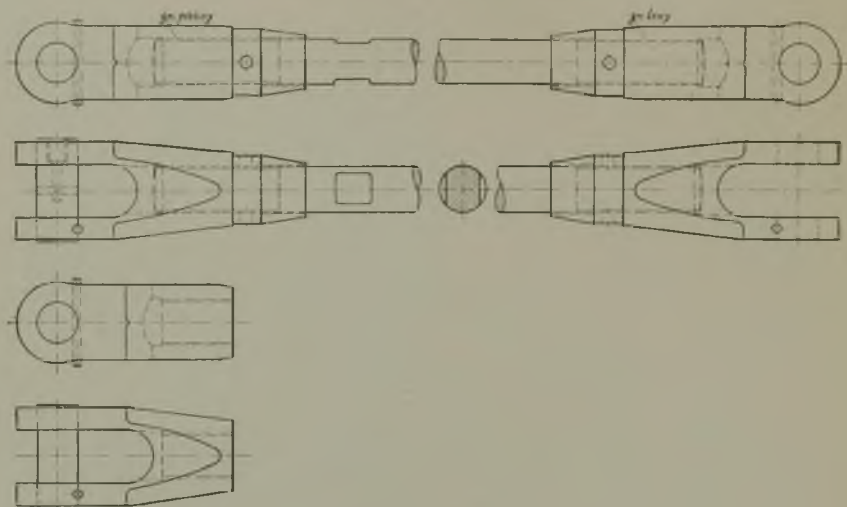
wkręcaniu trzonu na gwint w wodzik powstaje duża trudność centrycznego prowadzenia zaworu i wodzika, wobec czego przy mniejszej liczbie obrotów od 100 na minutę używa się przy tym połączeniu gwintu płaskiego.



Rys. 258a i b.

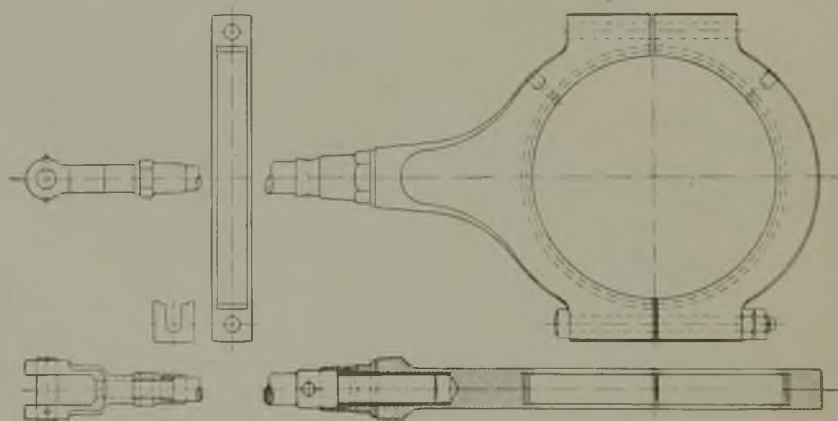
Kształt dźwigni, działającej na trzon zaworowy zależy od rodzaju stawidla i wynika z poprzednio podanych rysunków. Dodać by tylko należało, że dźwignię wylotowego stawidla krzywkowego i kształtkowego, która według

rys. 258-a działa tylko na jedną stronę sworznia, trzeba podierać śrubą wkręconą w nasadę, aby utrzymać wymaganą szczelinę 0,5 do 1 mm pomiędzy krążkiem i krzywką



Rys. 259.

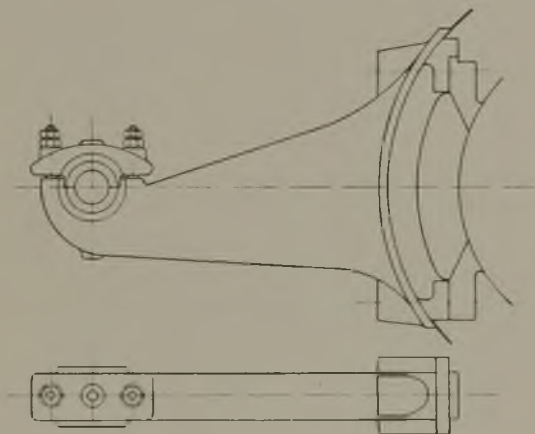
lub kształtówką, co jest zbyt cenne przy budowie według rys. 258-b.



Rys. 260.

Wszystkie czopy mechanizmu stawidłowego wykonywa się ze stali tyglowej i utwardza się na powierzchni. Czopy pracują w tulejach z utwardzonej stali lub z brązu fosforo-

wego. Drażek mimośrodowy powinien być tak wykonany, aby móc jego długość w czasie ruchu maszyny nastawiać. W tym względzie najkorzystniejszą jest budowa, w której drażek posiada na swych końcach łby, jeden z lewym, a drugi z prawym gwintem (rys. 259). W stawidłach, w których drażek łączy się bezpośrednio z mimośrodem, konstrukcja ta jest niemożliwa; — wówczas trzeba jeden koniec drażka wkręcić na gwint w mimośród (rys. 260), co jest dopuszczalne przy mniejszych siłach, natomiast przy dużych siłach trzeba



Rys. 261.

zaopatrzyć drażek w kołnierz i przytwierdzić go śrubami do mimośrodów. Celem ułatwienia w ostatnim przypadku nastawności długości drażka w czasie postoju maszyny, trzeba w razie wykonania drugiego końca drażka z łbem z jednego kawałka, nałożyć na kołnierz dokładki różnej grubości. Mimośrody wykonywa się z żeliwa i wylewa się pracujące powierzchnie pokryw białym metalem (patrz § 24, str. 97).

Łożyska, w których spoczywa wał sterujący, powinny być przytwierdzone do cylindra. W ten sposób zapewnia się prawidłowy montaż i niezmienną odległość pomiędzy łożyskiem i mimośrodem pomimo wydłużania się cylindra pod wpływem wysokiej temperatury pary. Panwie łożyska, wykonane z żeliwa z wyłożeniem białym metalem, otrzymują przeważnie smarowanie pierścieniowe. Kadłub żeliwnego łożyska jest przy kołnierzu wyposażony w obrzeże o szerokości 12 do 15 mm, które przylega do blachy błyszczącej okolenia cylindra (rys. 261).

§ 59. STAWIDŁA DYFUZOROWE.

Maszyna parowa wyzyskuje energię prężności pary. Z tej przyczyny straty dławienia pary powinny być jak najmniejsze. W czasie napełnienia cylindra ciśnienie pary nie powinno spadać, a w chwili ukończenia napełnienia dopływ pary powinien być raptownie odcięty.

Na ogół większe dławienie pary powstaje w stawidłach suwakowych, ponieważ szybkość ich ruchu jest zwykle określona napędem za pomocą mimośrodów, z którym suwak jest połączony przeważnie bezpośrednio drążkiem. Natomiast mniejsze dławienie pary dolotowej uzyskuje się w stawidłach zaworowych, w których szybkość otwierania i zamykania zaworu zależy od rodzaju mechanizmu, włączonego pomiędzy zawór i mimośród napędzający.

W rzeczywistości obydwa główne rodzaje organów wewnętrznych stawideł, suwak i dwusiedzeniowy zawór, posiadają jedną wspólną wadę, mianowicie tę, że wykonany przekrój otwarcia zostaje w stosunkowo niewielkim stopniu wyzyskany. Ciekawe badania w tym względzie przeprowadził prof. Guter muth¹⁾). Oznaczając przez f wykonany a przez f_n użyteczny przekrój przepływu, który nie powoduje dławienia pary, otrzymujemy współczynnik przepływu $\alpha = \frac{f_n}{f}$, który obejmuje straty w organie sterującym, spowodowane zwięzieniem strumienia pary, zmianą jego kierunku, wirami i tarciem. Jako średnie wartości tego współczynnika podaje prof. Guter muth, opierając się na pomiarach i obliczeniach, następujące :

dla suwaków płaskich i Corlissa $\alpha = 0,55$,

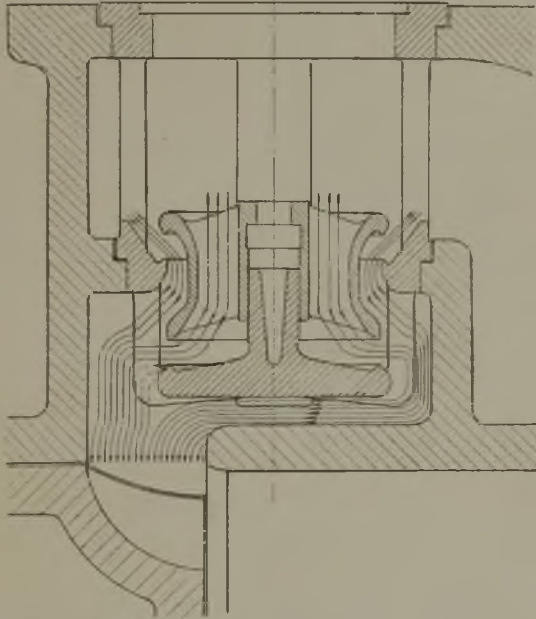
dla suwaków tłokowych $\alpha = 0,45$,

dla zaworów dwusiedzeniowych $\alpha = 0,38$ do $0,42$.

Z powyższych liczb wynika, że stawidła z prostymi kanałami są najkorzystniejsze dla przepływu pary, natomiast suwaki tłokowe, a w jeszcze większej mierze zawory dwusiedzeniowe, są znacznie mniej korzystne. W ostatniego rodzaju stawidłach para płynie bowiem przez części sterujące promieniowo na całym obwodzie, a za przekrojem

¹⁾ Guter muth — „Die Dampfmaschine“, tom I, str. 574 i 575.

otwarcia wszystkie strumienie pary muszą złączyć się w jeden w kanale, który prowadzi od skrzynki organu sterującego do cylindra. Stąd powstają wiry i rozbijanie strumieni parowych, skutkiem czego nieuniknione są straty dławienia. Z suwaków tłokowych najmniejsze straty przepływu powoduje suwak o pojedynczym przepływie, który musi jednak posiadać dużą średnicę, natomiast suwaki, w których kierunek strumienia pary zmienia się kilka razy raptownie, (np.



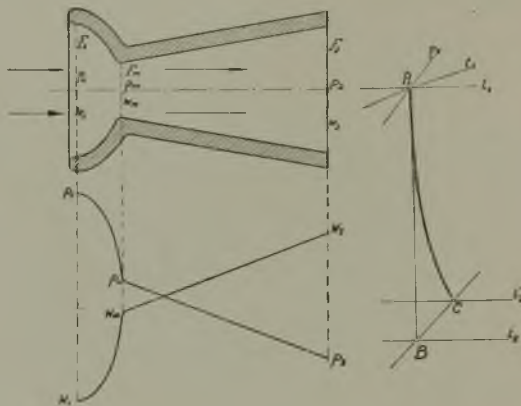
Rys. 262.

suwaki podwójne prof. Doerfla rys. 121) są dla przepływu pary bardzo niekorzystne. Zawły przepływ pary przez zawór dwusiedzeniowy przedstawia rys. 262, — może nawet zbyt mało jaskrawo.

Chcąc uzyskać możliwie małe dławienie pary, trzeba stosować przy przepływie jej przez organy sterujące niewielkie prędkości, zwłaszcza wobec niedoskonałego wyzyskania przekrojów otwarcia²⁾. Z tej przyczyny wymiary wewnętrznego organu sterującego są duże. Przy obecnie prawie wy-

²⁾ Patrz § 3, str. 22.

łącznie używanej parze przegrzanej stosuje się przeważnie zawory dwusiedzeniowe, ponieważ nie wymagają smarowania. Posiadają one tę wielką wadę, że szczelność ich jest niedostateczna. Szczelnym organem sterującym jest natomiast zawór jednosiedzeniowy, który jednak przy większych wymiarach obciąża znacznie mechanizm stawidłowy z powodu braku odciążenia. Ostatnie można wprowadzić osiągnąć przy pomocy bardzo wysokiego ciśnienia kompresyjnego, lecz na ogół nie wpływa to korzystnie na sprawność maszyny parowej. Średnicę zaworu jednosiedzeniowego można też



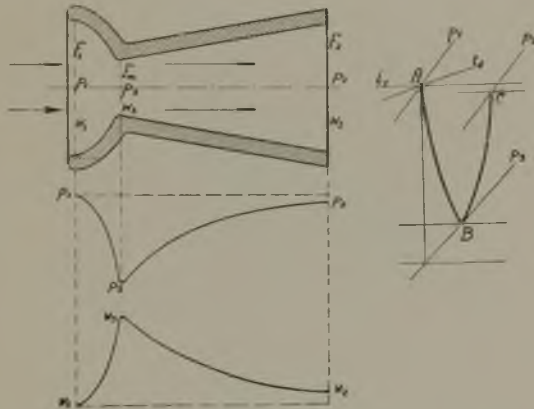
Rys. 263.

zmniejszyć stosując dość skomplikowany mechanizm stawidłowy, dający podwójny skok zaworu.

Prof. Gutermuth natomiast zaproponował³⁾ bardzo znaczne zmniejszenie średnicy zaworu jednosiedzeniowego przez stosowanie w jego przekroju otwarcia bardzo wielkiej prędkości pary, dochodzącej do t. zw. prędkości krytycznej (przy parze nasyconej aż do 450 m/sec, przy parze przegrzanej aż do 560 m/sec). Celem usunięcia strat powstałych przez zmniejszenie ciśnienia pary dla osiągnięcia tak wielkich prędkości, prof. Gutermuth nadał gniazdu zaworu jednosiedzeniowego kształt dyfuzora.

³⁾ Gutermuth — „Die Dampfmaschine“, tom I, str. 560

Dla wyjaśnienia działania dyfuzora przypomnijmy sobie działanie dyszy w turbinie parowej. Dysza ta służy do zamiany energii ciśnienia pary na energię prędkości. Cechą jej charakterystyczną jest to, że w najmniejszym jej przekroju F_m (rys. 263) para posiada t.zw. ciśnienie krytyczne $p_m \sim 0,57$ ciśnienia dolotowego i t. zw. prędkość krytyczną, oraz że kształt jej jest przedłużony aż do przekroju F_2 , w którym to przedłużeniu odbywa się dalsze rozprężanie pary z ciśnienia p_m do mniejszego ciśnienia p_2 , panującego za dyszą. Osiągnięta przy wylocie z dyszy w przekroju F_2 prędkość pary w_2 jest większa od prędkości krytycznej w_m .

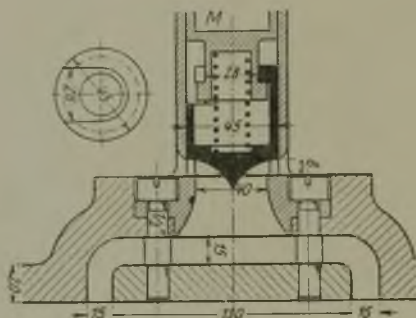


Rys. 264.

Dyfuzor (rys. 264) natomiast jest dyszą o odwrotnym działaniu, które powstaje wówczas, jeżeli ciśnienie pary p_2 za przekrojem wylotowym F_2 jest tylko nieznacznie mniejsze od dolotowego ciśnienia pary p_1 . W dyfuzorze, posiadającym także najmniejszy przekrój F_m , para rozpręża się najpierw z ciśnienia dolotowego p_1 i osiąga w przekroju F_m mniejsze ciśnienie p_3 , które jest większe od ciśnienia krytycznego lub równa się takowemu. Panująca w przekroju F_m prędkość pary w_3 jest bardzo duża i dochodzi w wypadku krańcowym do krytycznej prędkości w_m . Poszczególne dalsze przekroje dyfuzora, począwszy od F_m , wzrastają stopniowo w kierunku przekroju największego F_2 . Ponieważ ciśnienie p_2 za przekrojem F_2 , a zatem i w tymże przekroju, jest znacznie większe od p_3 , przeto panujące w najmniejszym przekroju F_m ciśnienie

nie pary p_3 musi stopniowo wzrastać aż do ciśnienia wylotowego p_2 , które różni się nieznacznie od ciśnienia dolotowego p_1 . Z powyższego wynika, że dyfuzor jest przyrządem, służącym do zamiany energii prędkości pary na energię ciśnienia.

Prof. Gutermuth nadał gniazdu wewnętrznemu organu sterującego maszyny parowej kształt dyfuzora. Skutkiem tego osiągnięta w sterowanym przekroju otwarcia stawidła wielka prędkość pary, powodująca w tym przekroju znaczny spadek ciśnienia, zamienia się stopniowo w ciśnienie. W miejscu dopływu (lub odpływu) do cylindra para posiada więc już ci-



Rys. 265.

nienie nieznacznie tylko mniejsze od dolotowego, a prędkość stosunkowo niewielką, — czyli, mimo stosowania bardzo wielkiej prędkości pary w przekroju otwarcia organu sterującego, unika się strat, spowodowanych dławieniem pary w czasie napełnienia cylindra.

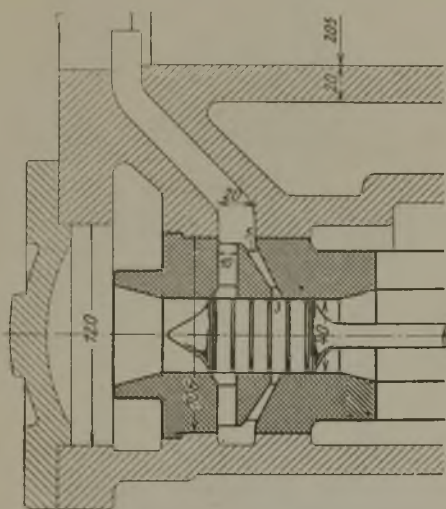
Prof. Gutermuth podaje w książce poprzednio przytoczonej (str. 561) budowę wlotowego zaworu dyfuzorowego jednosiedzeniowego 100 konnej maszyny parowej (rys. 265).

Gniazdo zaworu posiada w najwęższym miejscu dyfuzora średnicę 40 mm; — skok zaworu wynosi przy największym napełnieniu cylindra 8 mm. Również suwaki tłokowe wyposażył prof. Gutermuth w kanał dyfuzorowy, umieszczony w tulei suwakowej (rys. 266)⁴⁾. Średnica suwaka 40 mm jest bardzo mała przy mocy maszyny 50 KM. Oczywiście przepływ pary przez kanał za dyfuzorem nie jest w przedstawio-

⁴⁾ Gutermuth — „Die Dampfmaschine“, tom I, str. 562.

nym stawidle suwakowym tak korzystny, jak przy zastosowaniu jednosiedzeniowego zaworu. Również dławienie pary jest większe przy normalnym napędzie suwaka, niż przy mechanizmie napędowym zaworu. Prof. Gutermuth nie podaje w swej książce, jakie osiągnięto wykresy indykatora i inne wyniki z przytoczonymi stawidłami.

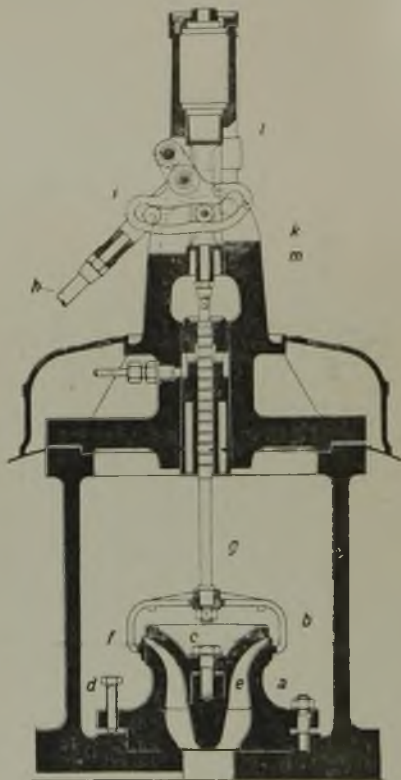
Pomysł prof. Gutermutha, polegający na osiągnięciu bardzo małych wymiarów organu sterującego przez zastosowanie w nim działania dyfuzora, podjęła Pierwsza Brneńska Fabryka E. B. celem osiągnięcia praktycznego



Rys. 266.

wyniku, polegającego na znacznym zmniejszeniu kosztów budowy maszyny parowej, oraz kosztu jej fundamentów. Wytwórnia ta bowiem zastosowała stawidła dyfuzorowe w t. zw. maszynach precyzyjnych o czterech organach sterujących przy bardzo dużej liczbie obrotów, dochodzących do $n = 450 \text{ obr/min}$. Maszyny tego rodzaju posiadają oczywiście mniejsze zużycie pary od szybkoobrotowych maszyn, wyposażonych w normalne stawidła z suwakami tłokowymi o dużych wymiarach. Cena maszyny ze stawidłem dyfuzorowym jest natomiast znacznie mniejsza od ceny normalnej maszyny zaworowej, która przy zastosowaniu najprostszego i najwięcej rozpowszechnionego stawidła Lentza

(rys. 200) może pracować przy skoku maszyny około 500 mm z liczbą obrotów nie większą od 160 obr/min. Zawory dwusiedzeniowe muszą otrzymać z przyczyny poprzednio podanej duże wymiary, a przy krzywiźnie mechanizmu stawidłowego



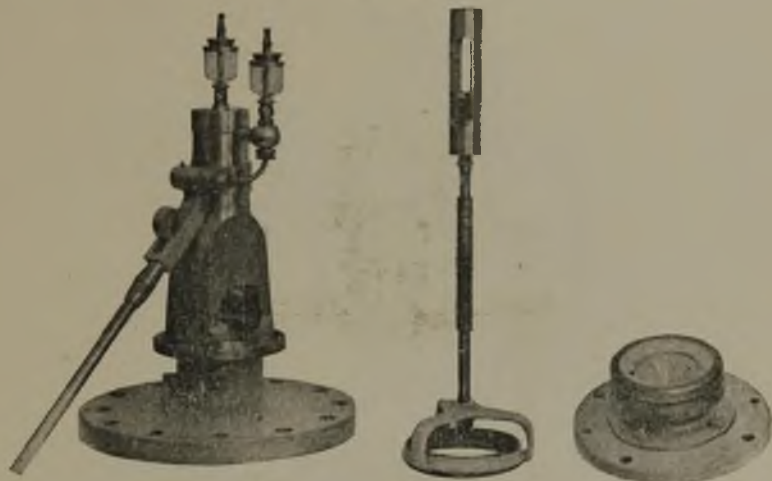
Rys. 267.

która zapewnia dostatecznie szybkie otwieranie i zamykanie zaworu, czyli, która nie dopuszcza zbyt dużych strat dławienia pary, siły przyspieszeń mechanizmu są bardzo duże; — nieraz zawór zamknięty musi być obciążony siłą sprężyny ponad 100 kg. Ograniczenie liczby obrotów, pożądane ze względu na zmniejszenie sił przyspieszeń, jest konieczne ze względu na zbyt silne uderzanie dużych zaworów dwusiedzeniowych o siedła.

Zmniejszając przez zastosowanie działania dyfuzora bardzo znacznie wymiary i skok organu sterującego, można

znacznie zwiększyć liczbę obrotów maszyny. Pomimo to nie powstaje ani niedopuszczalne dławienie pary, ani też zbyt duże naprężenie w mechanizmie stawidłowym przez siły przyspieszeń.

Budowę wlotowego zaworu dyfuzorowego, powstałą w Pierwszej Brneńskiej Fabryce⁵⁾ w r. 1929, widzimy na rys. 267. Gniazdo tłoczkowego zaworu *f* składa się z dwóch części *a* i *b*, połączonych ze sobą śrubą *c*. Całość gniazda jest



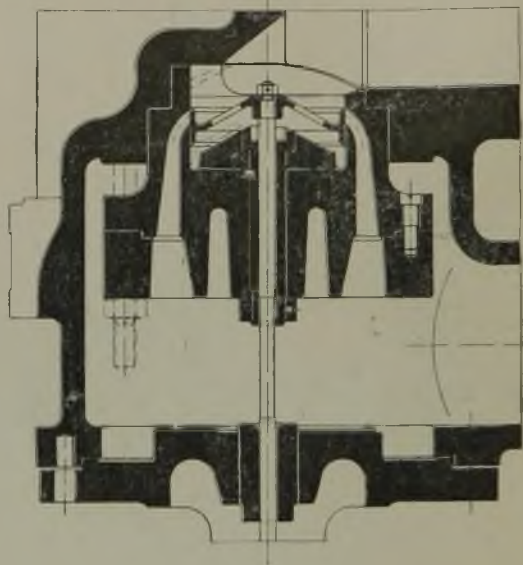
Rys. 268.

przytwierdzona śrubami do tulei roboczej cylindra. Kanał *e*, który powstaje pomiędzy wymienionymi częściami gniazda, może być dokładnie obrobiony, a posiada kształt dyfuzora.

Organem sterującym jest bardzo lekki, całkowicie odciążony, doszlifowany zawór tłoczkowy *f*. Jest on uruchamiany wodzoną mechanizmem krzywiznowym *i*, który otrzymuje napęd za pomocą drążka mimośrodowego *h*. Sterowanie kanału *e* w gnieździe uskutecznia górna (znajdująca się obok żeber) krawędź pierścienia *f*. Trzon zaworu *g*, wyposażony w uszczelnienie grzebieniaste, posiada zwykle tak dużą średnicę, aby osiągnąć bez zastosowania sprężyny w stawidle ścisłe przyleganie krążka *k* do górnej, bliżej osi obrotu położonej krzywizny jarzma *i* przez działanie pary na przekrój trzonu. Jedynie w czasie uruchamiania silnika parą zdławio-

⁵⁾ Patent polski Nr. 17897.

ną pracuje dolna krzywizna, bo wówczas ciśnienie pary na trzon nie wystarcza do przewyciężenia ciężaru zaworu i trzonu. Szerokość sterowanej pierścieniem f części kanału e wynosi, zależnie od wielkości maszyny, 5 do 9 mm; — sam pierścień f posiada natomiast długość 25 do 30 mm, czyli przy środkowym jego położeniu otrzymujemy po obydwóch stronach kanału przysłonięcia po około 10 mm. Krótka, bardzo prosta droga pary w kanale e zapewnia uzyskanie korzystnego

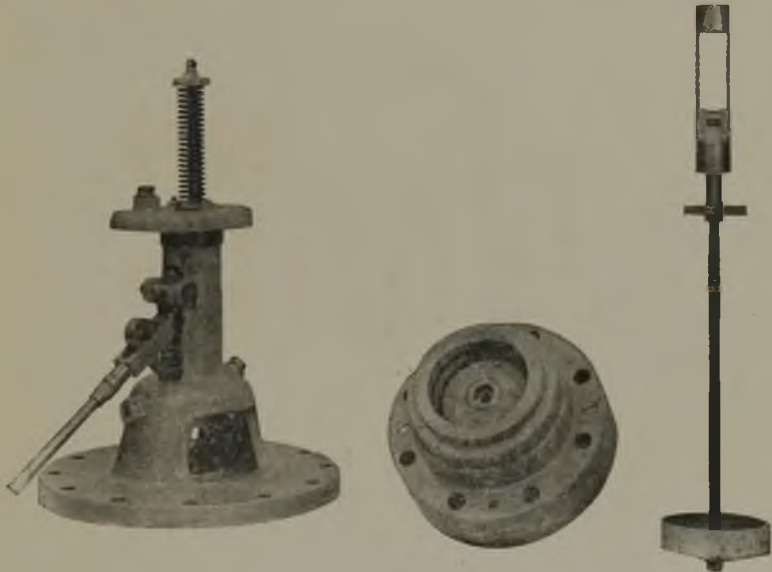


Rys. 269.

współczynnika przepływu α . Zewnętrzny kształt poszczególnych części stawidła przedstawia rys. 268 (budowa gniazd trochę odmienna od rys. 267). W stosunku do tego nadzwyczaj prostego stawidła, mogącego opanować bardzo wysokie liczby obrotów, można wyrazić jedną obawę, tj. czy tłoczek pierścieniowy f będzie stale dobrze uszczelniał, pomimo, że jest on prowadzony centrycznie i nie jest obciążony jednostronnie, ani ciężarem własnym, ani też prądem pary. Zastąpienie tego suwaka zaworem jednosiedzeniowym, który przy $n=400$ obr/min. i większych wymiarach maszyny musiał by otrzymać względnie dużą średnicę i względnie duży skok, sprawić mogło by jednakże niemałe trudności z powodu

braku odciążenia zaworu i zbyt silnego uderzania o siedło. Sądzę też, że kanał dyfuzora powinny tworzyć dwie nieruchome ścianki o podobnym do dyszy pochyleniu, w przeciwstawieniu do budowy według rys. 265. Przymuszczałnie te względy skłoniły fabrykę E. B. do stosowania konstrukcji zaworu tłoczkowego.

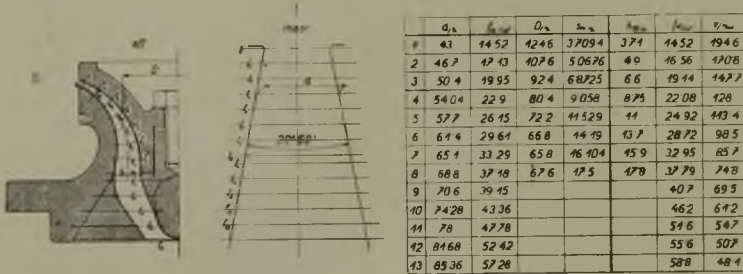
Budowa tłoczkowego zaworu wylotowego (rys. 269) różni się od wlotowego jedynie tym, że kanał dyfuzorowy w gnieź-



Rys. 270.

dzie znajduje się zewnątrz suwaka, aby zmniejszyć szkodliwą przestrzeń maszyny. Celem umożliwienia łatwej i dokładnej obróbki kanału dyfuzorowego, gniazdo składa się także z dwóch podstawowych części, połączonych ze sobą śrubami, a tworzących wewnętrzną i zewnętrzną ściankę wspomnianego kanału. Zewnętrzna część jest centrowana w cylindrze, a w wewnętrznej znajduje się tuleja przewodnicza trzonu zaworu. Sterowanie kanału uskutecznia górna krawędź pierścienia. Ciśnienie pary wylotowej, działającej na trzon, nie wystarcza przeważnie do ścisłego przylegania krążka do prowadzącej krzywizny jarzma mechanizmu stawidłowego, Z tej przyczyny ostatni (patrz rys. 270) jest wyposażony w sprężynę.

Kształt dyfuzora określa fabryka E. B. sposobem przybliżonym, dla celów praktycznych jednak dostatecznie dokładnym. Ponieważ tłokowa maszyna parowa, zależnie od jej obciążenia, pracuje z różnymi napełnieniami, przeto fabryka E. B. przeprowadza obliczenie dla średniej prędkości tłoka c_m m/sec, która odpowiada napełnieniu około 11⁰/₀; — jest to więc obliczenie przeważnie stosowane przy wszystkich stawidłach. Przy mniejszych prędkościach tłoka będą prędkości pary mniejsze od tychże przy c_m , natomiast przy większych będą większe. Celem uniknięcia nadmiernego dławienia pary przy dużych prędkościach tłoka, trzeba wybrać przy c_m niezbyt wysoką prędkość pary. Fabryka E. B. stosuje



Rys. 271.

w najmniejszym przekroju dyfuzora wlotowego prędkość $w_m = 190$ do 220 m/sec, obliczając według wzoru: $F \cdot c_m = f \cdot w_m$, gdzie oznacza: F — czynny przekrój tłoka w cm^2 , f — najmniejszy przekrój dyfuzora w cm^2 . Przy około 50⁰/₀ napełnienia prędkość pary w najmniejszym przekroju wynosiła by zatem 300 do 350 m/sec. Przy krytycznej prędkości pary przegrzanej ciśnienie krytyczne wynosi teoretycznie:

$$\rho_m = \varepsilon \cdot \rho_1 = 0,5457 \rho_1.$$

Stosownie do tego zmienia się z powodu rozprężania objętość pary w tym przekroju w przybliżeniu do:

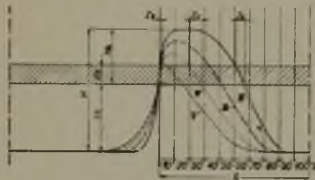
$$v_m = \frac{V}{\varepsilon} = \frac{V}{0,5457}.$$

Z powodu tego zwiększenia objętości pary w najmniejszym przekroju dyfuzora dopuszczalna w nim prędkość pary przegrzanej przy największej prędkości tłoka c_{max} może wynosić:

$$w_{max} \sim 0,5457 \cdot 560 \sim 305 \text{ m/sec.}$$

Powyższe rozważanie wskazuje na to, że stosowanie w najmniejszym przekroju dyfuzora wlotowego prędkości $w_m = 190$ do 220 *m/sec* przy średniej prędkości tłoka c_m nie powinno powodować niedopuszczalnego dławienia pary przegrzanej w czasie napełnienia cylindra, jeżeli kształt dyfuzora został prawidłowo wykonany.

Wymiary dyfuzora wlotowego wyznacza fabryka *E. B.* w sposób przedstawiony na rys. 271. Najpierw oblicza się według wzoru $F \cdot c_m = f \cdot w$ najmniejszy przekrój dyfuzora f w cm^2 , któremu odpowiada średnica d w *mm*. Wychodząc z tej średnicy, kreśli się dyszę de Laval'a, która posiada kąt pochylenia strony około 10° , czyli kąt stożka około 20° . W poszczególnych przekrojach tej dyszy, od 1 do 13, ustala się

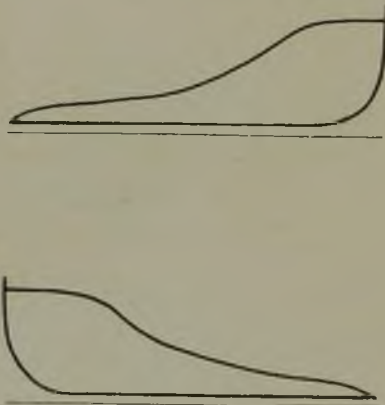


Rys. 272.

średnicę d w *mm* i oblicza się teoretycznie potrzebny przekrój f_{th} w cm^2 . Następnie projektuje się przybliżony kształt osi rzeczywistego dyfuzora, nadając jej możliwie łagodną zmianę kierunku, zwłaszcza za najmniejszym przekrojem dyfuzora, który znajduje się przeważnie w odległości 4 do 5 *mm* od kanału sterowanego suwakiem. Bezpośrednio za najmniejszym przekrojem dyfuzora para posiada jeszcze duże prędkości, a w tej części odbywa się przede wszystkim zamiana prędkości pary na ciśnienie. Dzieląc długość osi dyfuzora na taką samą liczbę równych części, na jaką podzielono teoretyczną dyszę de Laval'a, możemy obliczyć dla poszczególnych średnic D teoretyczną szerokość s_{th} w *mm* kanału dyfuzorowego. Ze względu na dogodną obróbkę tego kanału rzeczywiste wymiary szerokości s_{eff} (patrz tabela rys. 271) zmieniają się nieznacznie. Trzeba jednak dbać o to, aby ścianki dyfuzora były pochylone pod kątem 10° . Kanał dyfuzorowy posiada aż do końca wewnątrz tej części gniazda (do przekroju 8 włącznie) przekroje o kształcie pierścienia, które następnie (od przekroju 9 do 13) zamieniają się w kształt

prostokąta. Długa strona prostokąta znajduje się w poprzecznym przekroju cylindra. Osiągnięte po ostatecznym zaprojektowaniu dyfuzora rzeczywiste wolne przekroje f_{eff} w cm^2 oraz panujące w nich prędkości pary (na rys. 271 oznaczone przez v m/sec) są zestawione w tabeli rys. 271. Prędkość pary wynosi w najmniejszym przekroju 194,6 m/sec , zmniejsza się w następnych przekrojach dyfuzora najpierw szybko, a począwszy od przekroju 8 powoli, osiągając w przekroju 13 wartość 48,1 m/sec .

Wymiary dyfuzora w gnieździe zaworu wylotowego oblicza się w sposób analogiczny. Ze względu na przeważnie wilgotną parę wylotową oraz ze względu na odbywający się

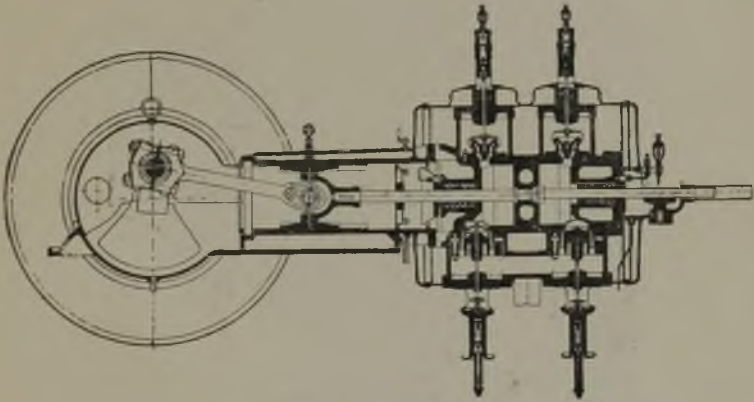


Rys. 273 i 274.

wylot przeważnie przy większych prędkościach tłoka od średniej stosuje się tutaj we wzorze dla przybliżonego obliczenia dyfuzora $F \cdot c_m = f \cdot w_m$ mniejsze prędkości pary, mianowicie $w_m = 110$ do 140 m/sec . Prędkość pary w kanale przy końcu zewnętrznej, w cylindrze centrowanej części gniazda (patrz rys. 269), wynosi 40 do 50 m/sec , a w końcowym przekroju gniazda 25 do 30 m/sec .

Małe dławienie pary dolotowej zależy nie tylko od prawidłowego kształtu dyfuzora, lecz także od celowego i odpowiedniego działania mechanizmu stawidłowego. Działanie tego mechanizmu, uwidocznionego na rys. 267, stojącego pod wpływem regulatora osiowego przedstawia rys. 272. Pole kreskowane oznacza szerokość sterowanej przez suwak części

kanału dyfuzora, a krzywe I, II, III i IV przedstawiają przebieg ruchu górnej, sterującej krawędzi suwaka przy różnych napełnieniach w czasie jednego obrotu maszyny. Cały skok suwaka wynosi H , a użyteczny skok — H_n ; — w czasie skoku H_0 kanał H_s jest zamknięty. Krzywa I odpowiada napełnieniu około 15%, krzywa II — napełnieniu około 28%, krzywa III — napełnieniu około 42%, krzywa IV — napełnieniu około 66%. Z przebiegu tych krzywych widzimy, że kanał H_s zostaje nawet przy małym napełnieniu całkowicie otwarty, że otwieranie kanału Za odbywa się przy wszystkich napełnieniach bardzo szybko, a zamykanie — Zu nie wymaga także długiego okresu. Dzięki działaniu dyfuzora i mechanizmu sta-



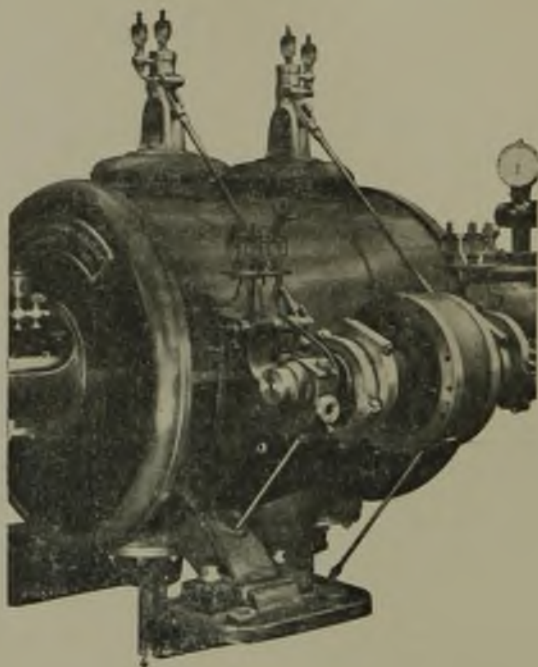
Rys. 275.

widłowego osiąga się wykresy indykatora (rys. 273 i 274), które wykazują bardzo małe dławienie pary dolotowej i posiadają większą pełnotę od wykresów maszyn z zaworami dwusiedzeniowymi, które pracują ze znacznie mniejszą liczbą obrotów.

Nie ulega wątpliwości, że prosta droga dopływu i odpływu pary, większa pełnota wykresu indykatora i duża prędkość tłoka wpływają korzystnie na zmniejszenie zużycia pary, natomiast duża średnica cylindra w stosunku do skoku (przeważnie $s : D \approx 1$) — niekorzystnie. Największy wpływ na zużycie pary wywiera jednak t. zw. szkodliwa powierzchnia, od której zależy wielkość skraplania wstępnego. Przy małym stosunku $s : D$ szkodliwa powierzchnia jest większa, lecz drugostronnie z powodu dużej liczby obrotów, czyli częstych

napętnień cylindra parą świeżą, ścianki pokryw i końców cylindra przyjmują wyższą temperaturę, co musi zmniejszyć skraplanie wstępne.

W większości wypadków szybkobieżna maszyna parowa z zaworami dyfuzorowymi będzie ze względu za znacznie mniejsze koszty silnika wraz z generatorem elektrycznym,



Rys. 276.

jego fundamentów i budynku z pewnością znacznie rentowniejszą od normalnej maszyny z zaworami dwusiedzeniowymi, pracującej z liczbą obrotów poniżej 180 obr/min, choćby nawet zużycie pary było trochę większe. Stosowana obecnie przez fabrykę E. B. liczba obrotów nie jest jeszcze zbyt wysoka, bo wynosi:

$n = 450$ obr/min. przy skoku $s = 250$ mm,

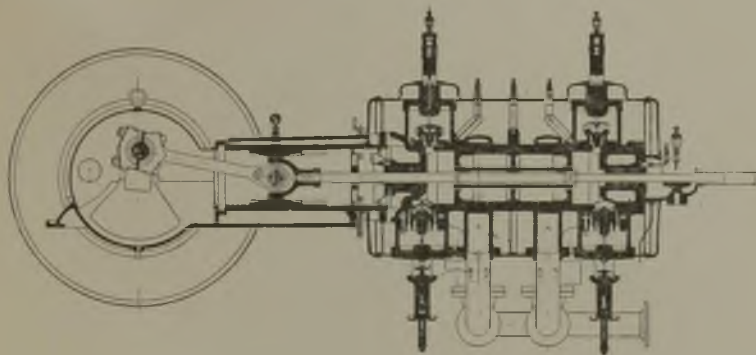
$n = 400$ obr/min, przy $s = 300$ mm,

$n = 350$ obr/min, przy $s = 350$ mm,

$n = 300$ obr/min, przy $s = 400$ mm,

$n = 250$ obr/min, przy $s = 500$ mm.

Z powodu wprowadzenia w ostatnich latach szybko-
bieżnych turbin parowych, odznaczających się dzięki zasto-
sowanym ulepszeniom także małym zużyciem pary, zakres
rentownego ustawiania tłokowych maszyn parowych bardzo
zmniejszył się, bo cena ich jest znacznie wyższa. Nawet ma-
szyna szybkobieżna ze stawidłami dyfuzorowymi może ze
wspomnianym typem turbin współzawodniczyć tylko przy
mniejszej mocy silnika, mianowicie przy pracy z kondensacją
najwyżej do około 300 kW, jako silnik upustowy do około
400 kW, a jako przeciwpięźny do około 500 kW⁶⁾.



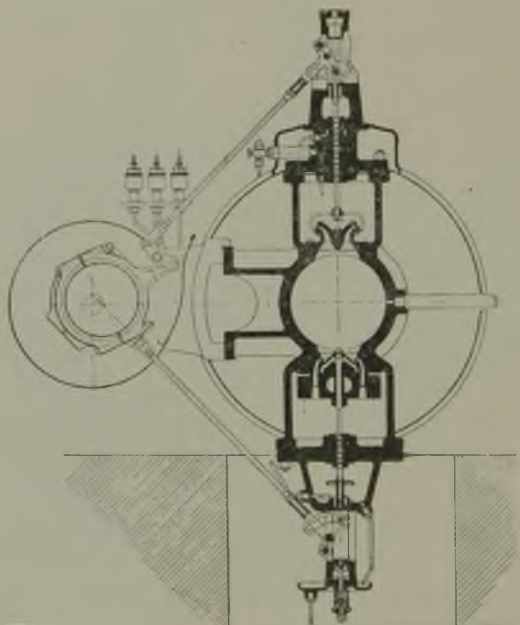
Rys. 277.

Główne zastosowanie znajdują szybkobieżne tłokowe
maszyny parowe z zaworami dyfuzorowymi jako silniki prze-
ciwpięźne i upustowe. Na rys. 275 widzimy przekrój maszyny
przeciwpięźnej. Pomimo pracy z parą przegrzaną (ze względu
na smarowanie $t^{\circ} \leq 380^{\circ} \text{C}$) można przy tak krótkim cylin-
drze zastosować połączenie skrzynek zaworów wylotowych
jednym kanałem, co upraszcza projektowanie przewodów
rurowych. Skrzynki zaworów wlotowych są bardzo wysokie,
aby uniknąć uderzania pary dolotowej o zawory tłoczkowe.
Ze względu na dużą prędkość tłok spoczywa po dwóch stro-
nach na drągu tłokowym; — konstrukcja tego rodzaju speł-
nia swe zadanie najlepiej wówczas, jeżeli średnica drąga jest
jednakowa po obydwóch stronach tłoka. Cylinder, centrowany
w ramie, przylega do kołnierza ramy tylko kilkoma nadlew-

⁶⁾ Patrz W. Chrzanowski — a) „Przegląd Elektrotechniczny”. r. 1936,
str. 284 i 285, b) „Technika Ciepła” r. 1936, str. 5 i 6.

kami, aby możliwie zapobiec ogrzewaniu się ramy. W maszynach tych słusznie stosuje fabryka *E. B.* ze względu na ich dużą liczbę obrotów ramy widełkowe, odznaczające się dużą sztywnością oraz przeciwwagi w mechanizmie korbowym. Zewnętrzny widok cylindra wraz z mechanizmem stawidłowym takiej maszyny przedstawia rys. 276.

Silniki upustowe ze stawidłami dyfuzorowymi wykonywa fabryka *E. B.* o ustroju posobnym (tandem) lub jako jedno-



Rys. 278.

cylindrowe. W pierwszym [typie para upustowa zostaje pobierana z przelotni pomiędzy cylindrem wysoko — i niskoprężnym, który może pracować z kondensacją lub przeciwprężnością. Cylinder niskoprężny pracuje również ze zmiennym napełnieniem, regulowanym za pomocą serwowatoru olejowego, który jest podobny do stosowanego w turbinach parowych.

Jednocylindrowe silniki upustowe (rys. 277 i 278) są znacznie tańsze od dwucylindrowych. Cylinder takiej maszyny, zbudowany jako przelotowy typu prof. Stumpfa, posiada normalne zawory wlotowe, a jako organy sterujące

wylot pary — szczeliny dla pracy z kondensacją, oraz zawory dla pracy z upustem pary. Obydwie strony cylindra mogą pracować z kondensacją lub z upustem, czyli przeciwprężnością pary, lub też jedna z kondensacją, a druga z przeciwprężnością. Na stronie, która ma pracować z przeciwprężnością, zostaje ręcznie zamknięty zawór, znajdujący się w przewodzie wylotowym za szczelinami wylotowymi; — natomiast na stronie pracującej z kondensacją, zostaje zamknięty zawór wylotowy za pomocą specjalnego urządzenia, które nie wymaga wyłączenia mechanizmu stawidłowego. Ilość pary pobieranej przy każdorazowym obciążeniu silnika może być także regulowana, mianowicie przez stosowanie różnej wielkości napełnienia po obydwóch stronach tłoka. Urządzenie do tego celu służące składa się z dwóch regulatorów olejowych, z których każdy działa na jeden mimośród wlotowy. Każdy z tych regulatorów posiada mały regulator odśrodkowy i membranę, stojącą pod wpływem pary upustowej. Obydwa te czynniki wpływają na wysokość ciśnienia oleju, który płynie do serwomotoru, obracającego się razem z mimośrodem. Przy zmianie ciśnienia oleju następuje przedstawienie mimośrodu, a zatem zmiana napełnienia cylindra. Z powyższego wynika, że silnik może pracować z różnymi napełnieniami po obydwóch stronach tłoka zależnie od stosunku zapotrzebowania mocy do pary upustowej. Jeżeli ten stosunek jest stały, co w praktyce zachodzi bardzo rzadko, to maszyna otrzymuje tylko zwykły odśrodkowy regulator osiowy.

Jednocylindrowa upustowa maszyna parowa (rys. 277 i 278) jest wyrazem wybitnej dążności do znaczniejszego zmniejszenia ceny silnika, choćby kosztem pewnego zwiększenia zużycia pary i smaru, oraz wprowadzenia konstrukcji trochę więcej zawilej. Będąc zwolennikiem najprostszycch rozwiązań w budowie maszyn, wybierałbym raczej w pierwszej linii pomiędzy upustową dwucylindrową maszyną parową i turbiną parową, a dopiero wówczas decydował bym się na jednocylindrową maszynę parową, gdyby rachunek rentowości wykazał poważną jej przewagę; zwykle zachodzi to przy mniejszych maszynach. Jednocylindrowa maszyna upustowa posiada jedną ważną zaletę w stosunku do dwucylindrowej, mianowicie, że może pracować jako wyłącznie przeciwprężna,

natomiast niskoprężny cylinder dwucylindrowej musi zawsze otrzymać choć nieznaczną ilość pary.

Maszyna parowa ze stawidłem dyfuzorowym przewyższa znacznie ze względu na cenę — normalną maszynę zaworową, natomiast ze względu na zużycie pary i smaru — szybkobieżną maszynę z tłokowymi suwakami. Z powodu małych inwestycji w ostatnich latach znajduje się ona jeszcze na początku rozwoju.

WYKAZ LITERATURY.

- 1) Leist „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“ r. 1905, skąd zaczerpnięto rys. 130, 139, 167, 172, 180, 186, 188, 189, 241, 247.
- 2) Dubbel „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“ r. 1913 i „Kolbendampfmaschinen“ r. 1923, skąd zaczerpnięto rys. 134, 141, 162, 163, 169, 200, 206, 207, 209, 210, 211, 219, 220, 221, 222, 237, 238, 239.
- 3) Grassman „Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine“ r. 1924, skąd zaczerpnięto rys. 145, 146.
- 4) Stumpf „Die Gleichstrom - Dampfmaschine“ r. 1911, skąd zaczerpnięto rys. 160.
- 5) Gutermuth „Die Dampfmaschine“, skąd zaczerpnięto rys. 265, 266.



Zauważone omyłki w druku

<i>Strona</i>	<i>Wiersz</i>	<i>Jest</i>	<i>Powinno być</i>
201	14 od góry	możnaby	można by
206	12 „ dołu	nie uniezależnić	niezależnić
208	4 „ „	trzona	trzonu
210	15 „ „	trzona	trzonu
212	1 i 2 od góry	przed tym	przedtem
217	8 od dołu	siodłem	gniazdem
221	3 „ góry	zębafę	zębate
233	10 „ dołu		48^0 480^0
235	9 „ góry	— 6,25	= 6,25
238	6 „ „	punkcie	w punkcie
240	18 „ „	sprężynę	sprężynę,
246	6 „ dołu	obiąza	obciąża
262	2 „ „	00	200
281	1 „ „	$h_1' =$	$h' =$
292	9 „ góry	a_1'	$a_1,$
296	20 „ „	przechodziś	przechodzić
296	21 „ „	Wl_2'	Wl_{12}
302	4 „ dołu	pokazowy	pokazany
307	6 „ „	ża	ża-
339	7 „ góry	różn	różni

Prof., dr., inż. W. Chrzanowski. Stawidła maszyn parowych. Cz. II: Stawidła zaworowe.



BG Politechniki Śląskiej w Gliwicach
nr inw.: 11 - 11387



Dyr.1 7728