

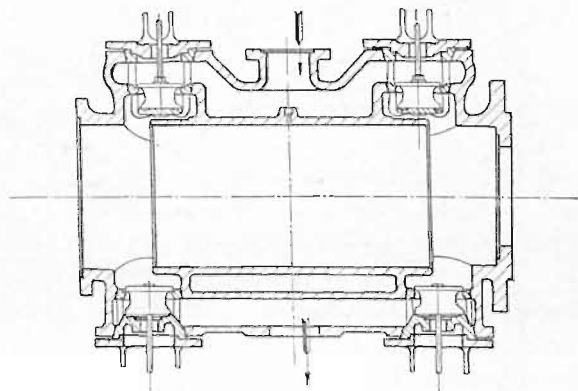
prostopadle do siodeł B i C , przeto przy jego osiadaniu na nich następuje pewne uderzenie. W celu zmniejszenia uderzenia trzeba stosować zewnętrzny mechanizm stawidłowy, który powoduje powolne osiadanie zaworu na siodłach;—ostatnie jest jednakże połączone ze stratami z powodu dławienia pary. Szczelność 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.

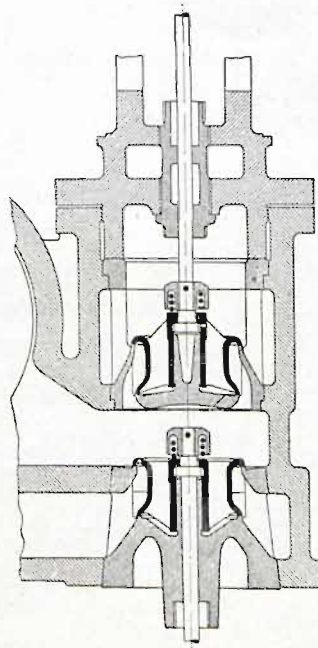
Najczęściej spotykany układ zaworów rurowych w cylindrze maszyny parowej ustroju leżącego widzimy na rys. 133. Zawory w układzie pionowym, umieszczone w gniazdach, znajdują się w skrzynkach, przyłanych do cylindra, miano-

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

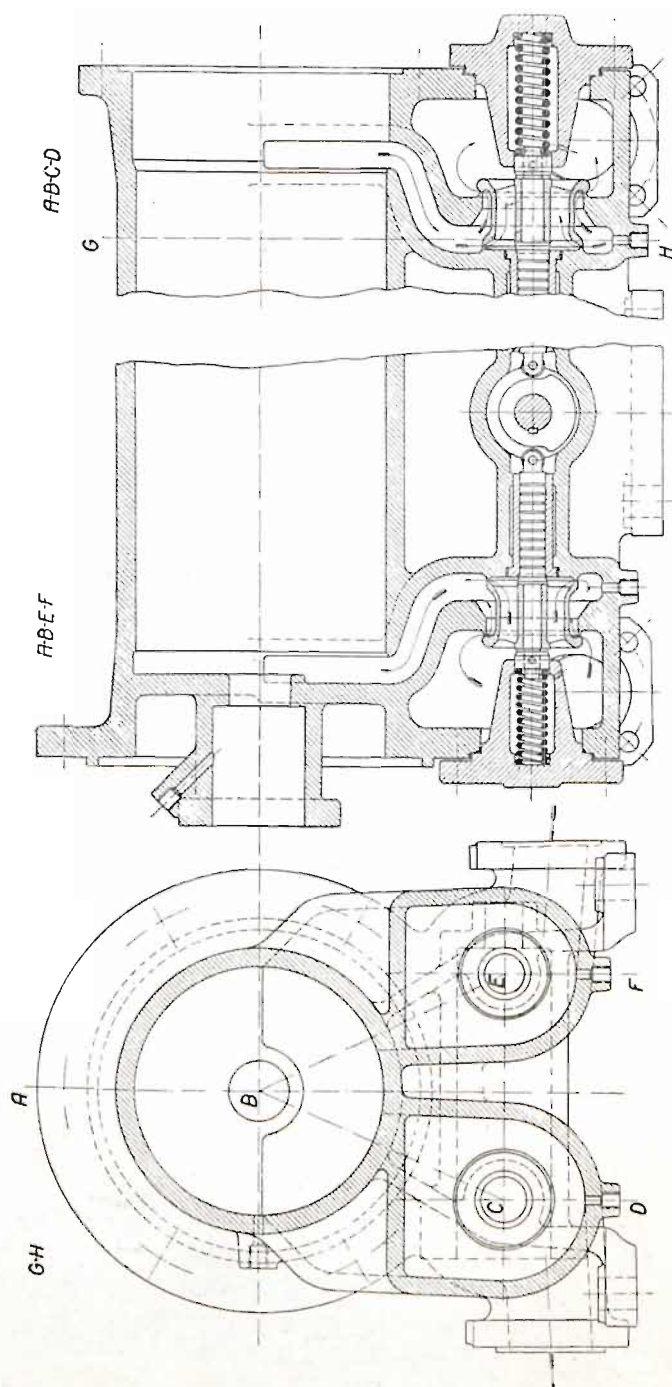


Rys. 133.

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.

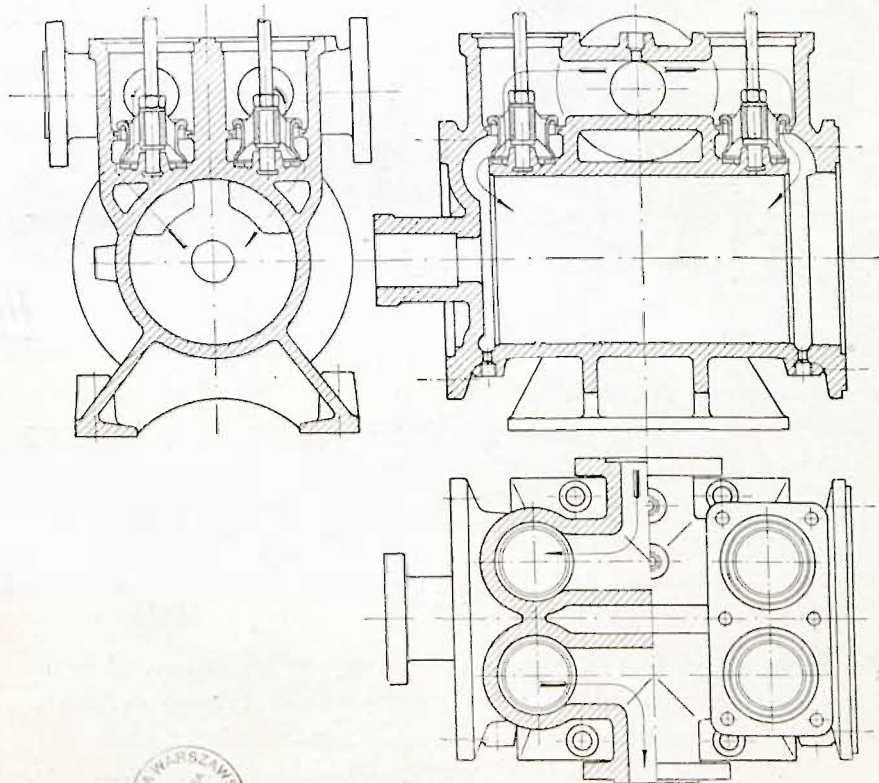


Rys. 135.

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

Obecnie nie umieszcza się zaworów rurowych w skrzynkach przyłanych 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, przyłanych 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-



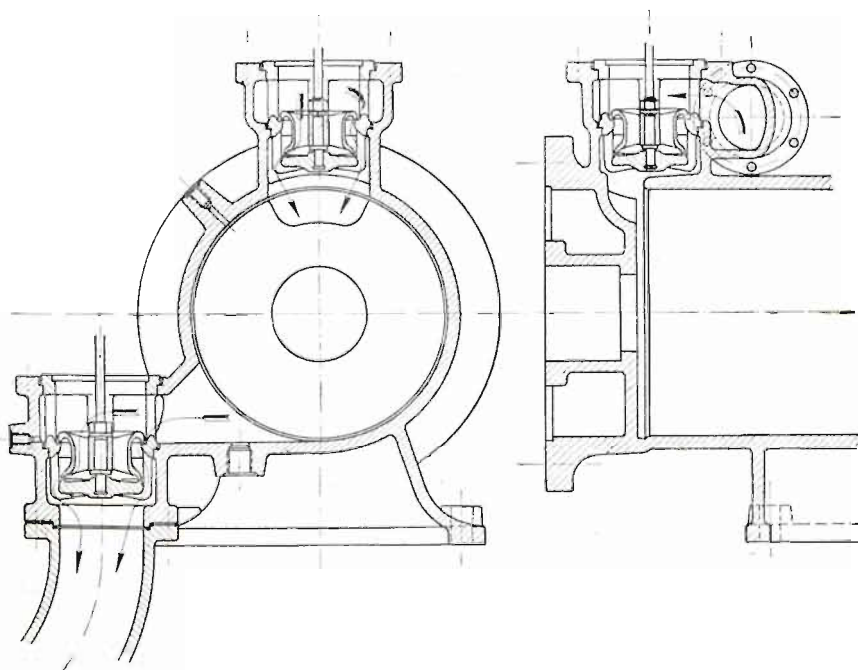
Rys. 136.



nr. 321

wodu nieszczelności. Ostatnie powstają znacznie łatwiej w układzie poziomym niż pionowym, ponieważ zawór pod wpływem jednostronnego działania swego ciężaru wybija nierównomiernie siodła. 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-



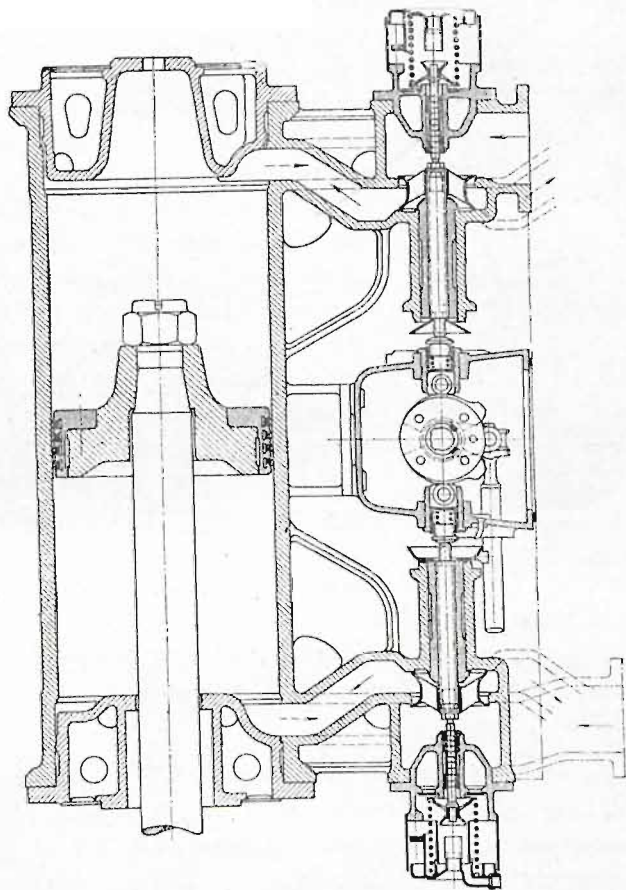
Rys. 137.

dostateczne, bo nie następuje przez zawory wylotowe. Celem zmniejszenia szkodliwej przestrzeni siodła 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.

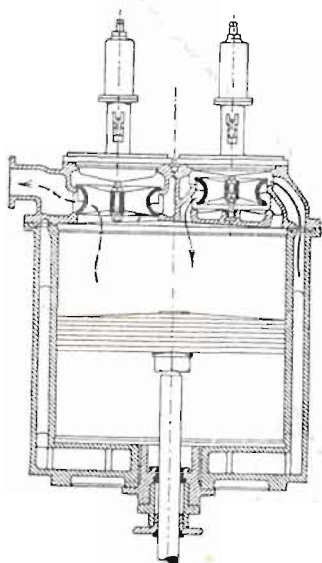
W cylindrach maszyn ustroju stojącego umieszcza się zawory rurowe przeważnie w skrzynkach, przylanych do cylindra (rys. 138). Budowa tego rodzaju posiada dość duże



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 najczęściej rozpowszechnione w układzie pionowym, wprowadzonym przez van den Kerchove'a (rys. 140). Zawory te znajdują się w łbicach, 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.

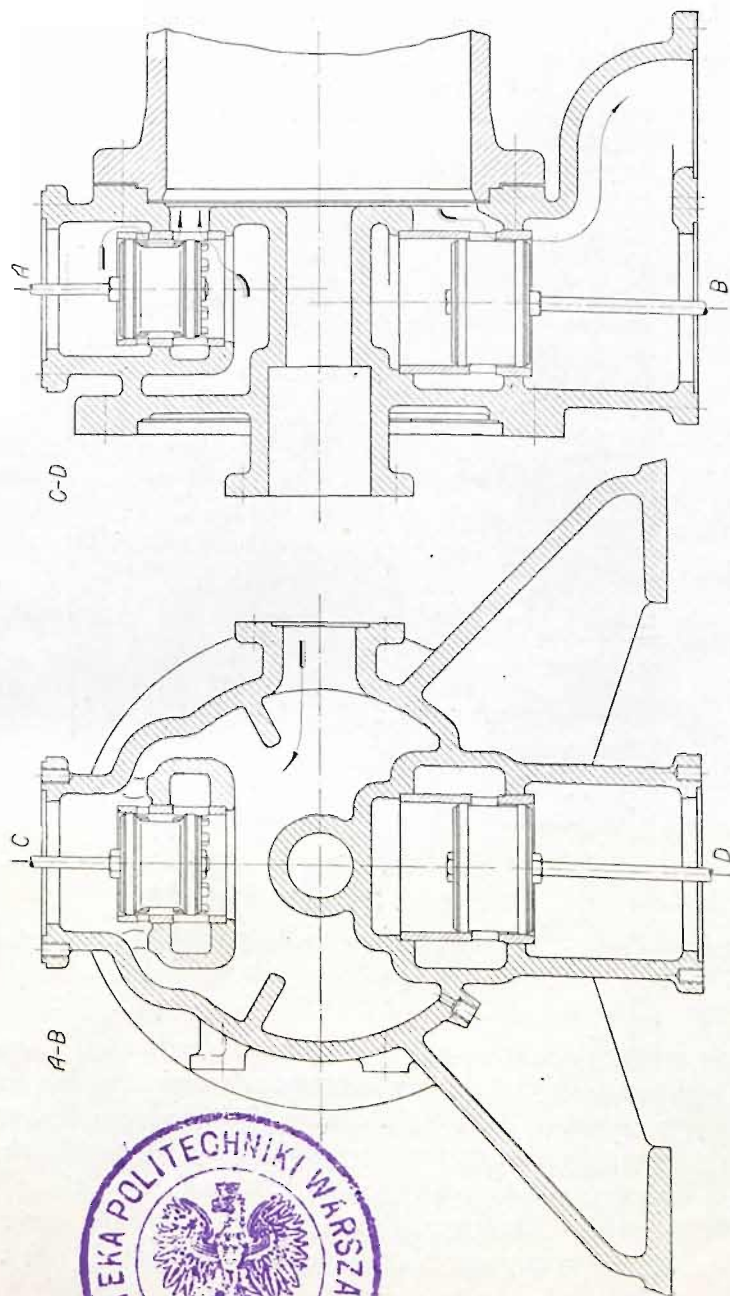
biega się oprócz tego skraplaniu wstępnemu pary przez ogrzewanie łbic płynącą parą dolotową, której dopływ do zaworu wlotowego uwidocznił na rysunku. Dzięki powyżej zaznaczonym zaletom, oraz dzięki szczelności i szybkiemu zamykaniu się zaworów tłoczkowych van den Kerchove uzyskał w swej maszynie bardzo 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 łbicy na płycie fundamentowej za pomocą kółka zębatego i zębarki. Kółko zębate przytwierdzone jest do łapy łbicy, a zębarka 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.

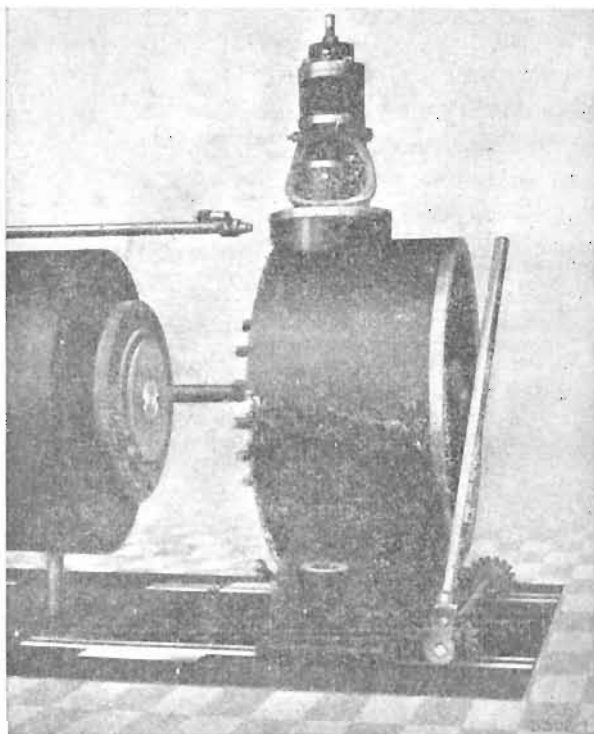
Najważniejsze zalety maszyny van den Kerchove'a, mianowicie ogrzewanie pokryw cylindra płynącą parą dolo-



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,

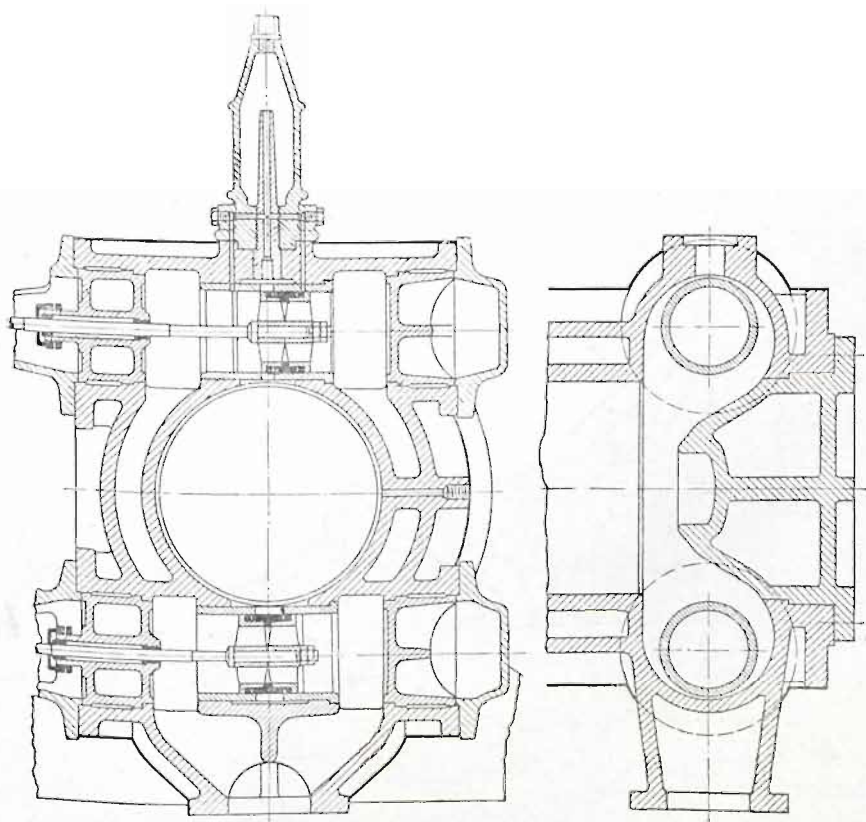


Rys. 140a.

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

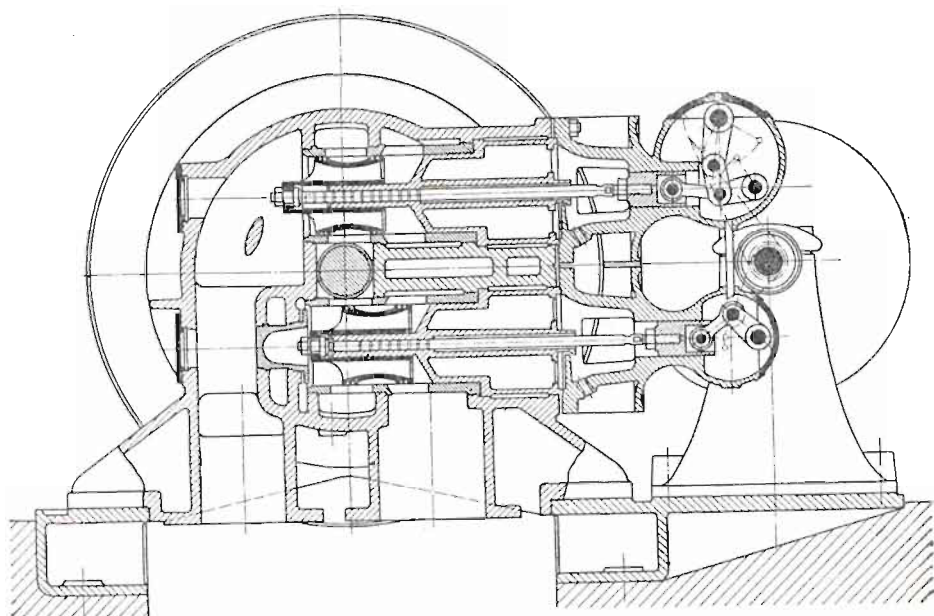
W przelotowej maszynie Stumpfa zawór wlotowy steruje wlot przedzwrotowy i napelnienie, natomiast tłok steruje wylot przedzwrotowy i kompresję. Ponieważ wylot przedzwrotowy wynosi w przybliżeniu 10%, przeto maszyna Stumpfa pracuje z kompresją wynoszącą około 90%, skutkiem czego musi pracować z kondensacją. 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 obciąż-

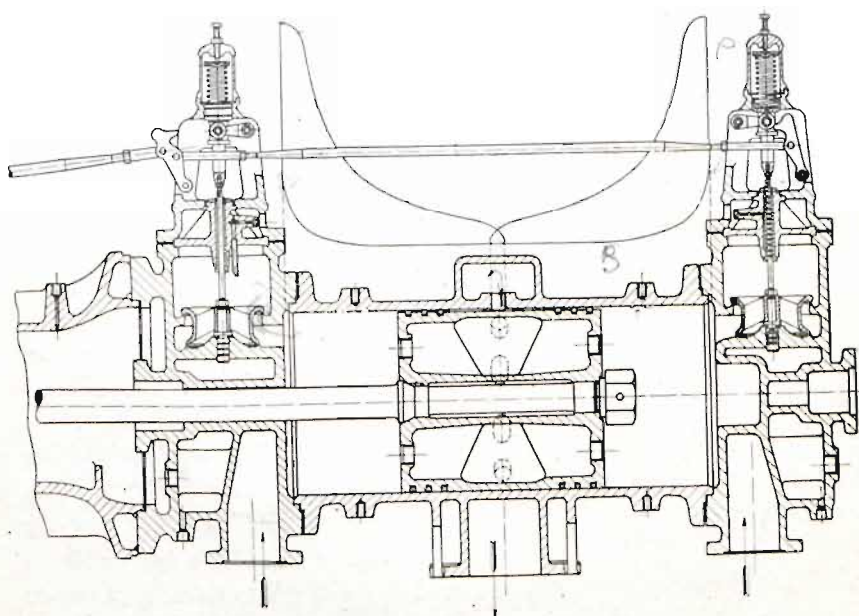


Rys. 141.

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 siodła i do zbyt dużego dławienia pary dolotowej. Z tej przyczyny przy obliczaniu zaworu maszyny Stumpfa podług



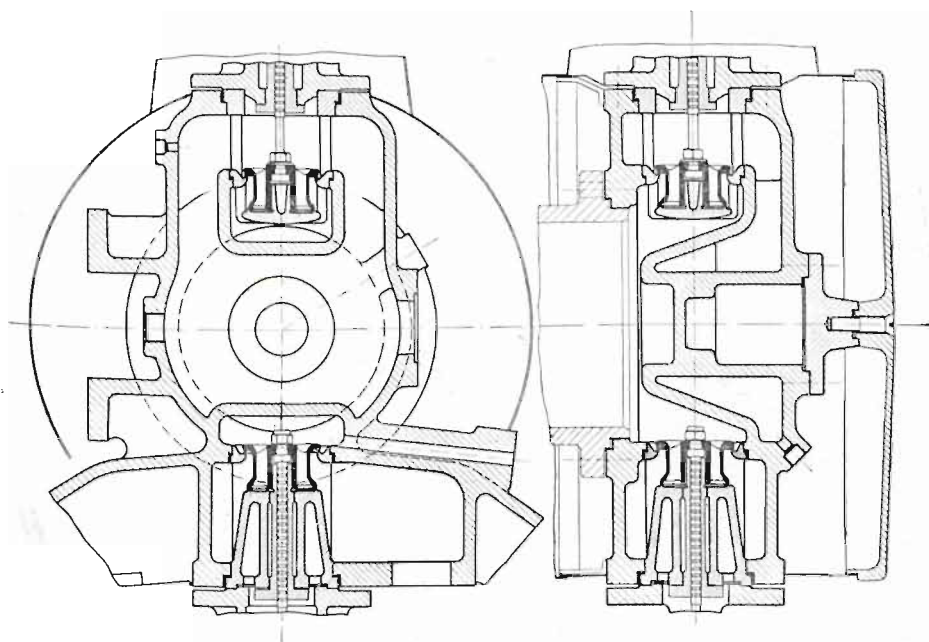
Rys. 142.



Rys. 143.

wzoru $F \cdot c_m = f_c \cdot v_c$ nie poleca się przyjmować zbyt dużej średniej prędkości wlotowej pary v_c (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,

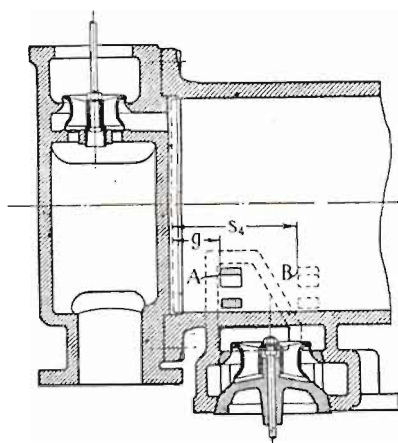


Rys. 144.

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

Pod wpływem korzystnych wyników rozchodu pary w maszynach van den Kerchove'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 obrysem 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 uskutecznia zawór wylotowy. Przy dopuszczalnym większym

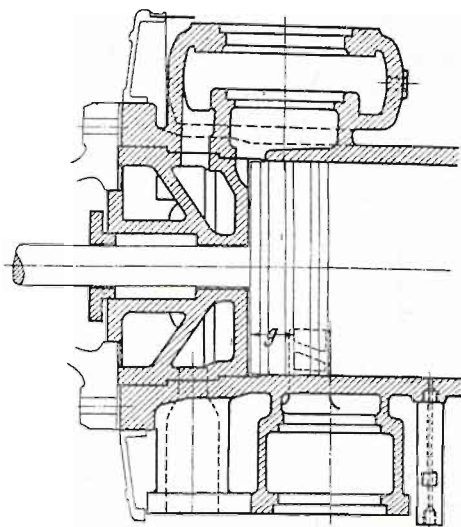


Rys. 145.

procencie kompresji można odsunąć szczeliny wylotowe od łbicy, np. aż do krawędzi B , jeżeli kompresja nie ma trwać dłużej, niż tłok przebiega drogę s_4 . 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, pokrywę ogrzewaną 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