

§ 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. Gutermuth¹⁾. 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 zwichnięciem strumienia pary, zmianą jego kierunku, wirami i tarciem. Jako średnie wartości tego współczynnika podaje prof. Gutermuth, opierając się na pomiarach i obliczeniach, następujące:

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

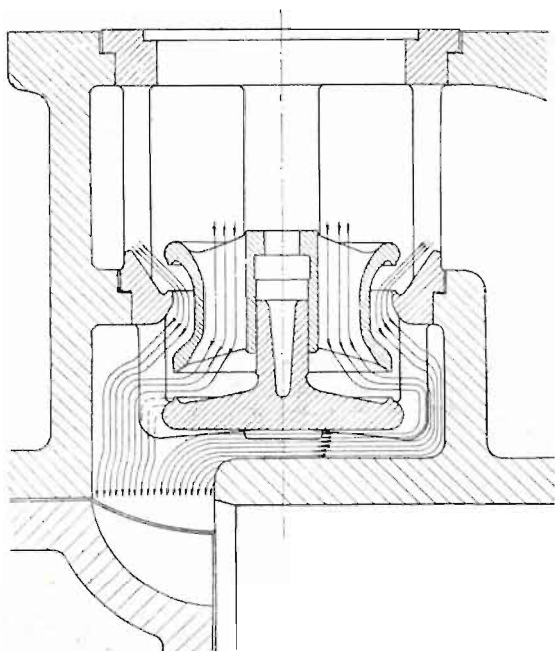
dla suwaków tłokowych $\alpha = 0,45$,

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⁾ Gutermuth — „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.



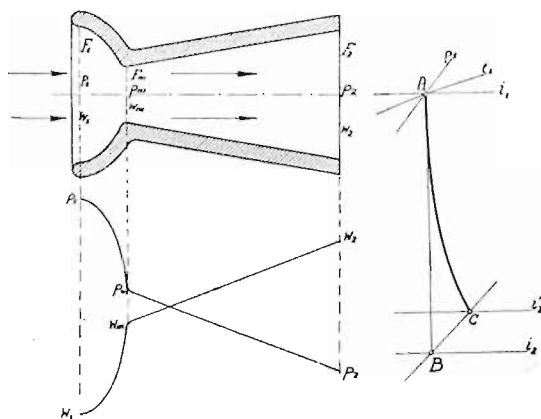
Rys. 262.

suwaki podwójne prof. Doerfla rys. 121) są dla przepływu pary bardzo niekorzystne. Zawiły 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 wprawdzie osiągnąć przy pomocy bardzo wysokiego ciśnienia kompresyjnego, lecz na ogół nie wpływa to korzystnie na sprawność maszyny parowej. Średnicę zaworu jednosiedzeniowego można też



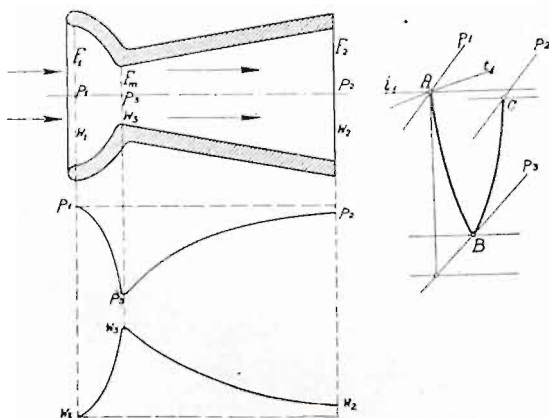
Rys. 263.

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 $p_m \approx 0,57$ 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 .

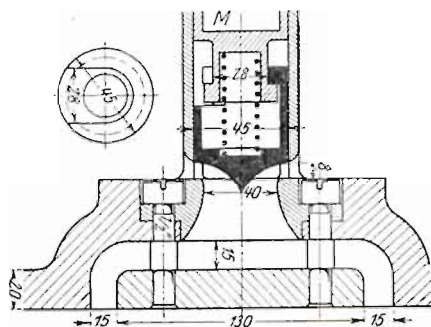


Rys. 264.

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_3 za przekrojem F_2 , a zatem i w tymże przekroju, jest znacznie większe do 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 ciś-



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.

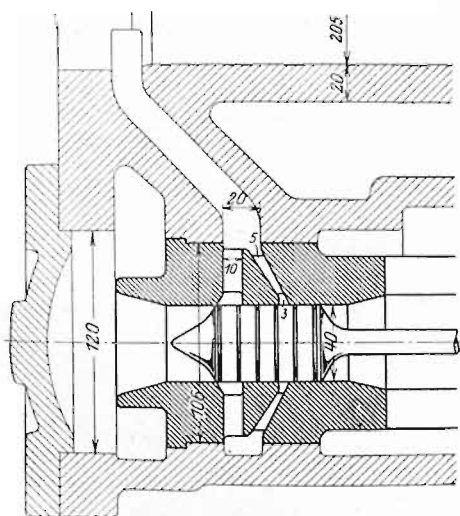
Prof. Gutermuth podaje w książce poprzednio przytoczonej (str. 561) budowę wlotowego zaworu dyfuzorowego jednosiedzeniowego 100 konnej maszyny parowej (rys. 265).

Gniazdo zaworu posiada w największym 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)¹⁾. Średnica suwaka 40 mm jest bardzo mała przy mocy maszyny 50 KM. Oczywiście przepływ pary przez kanał za dyfuzorem nie jest w przedstawio-

¹⁾ 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.

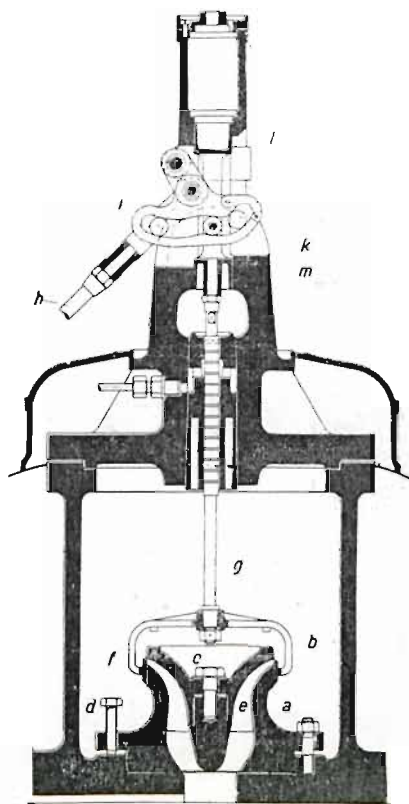
Pomysł prof. Gutermutha, polegający na osiągnięciu bardzo małych wymiarów organu sterującego przez zastosowanie w nim działania dyfuzora, podjęła Pierwsza Brneńska Fabryka E. B. celem osiągnięcia praktycznego



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 stawidla 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



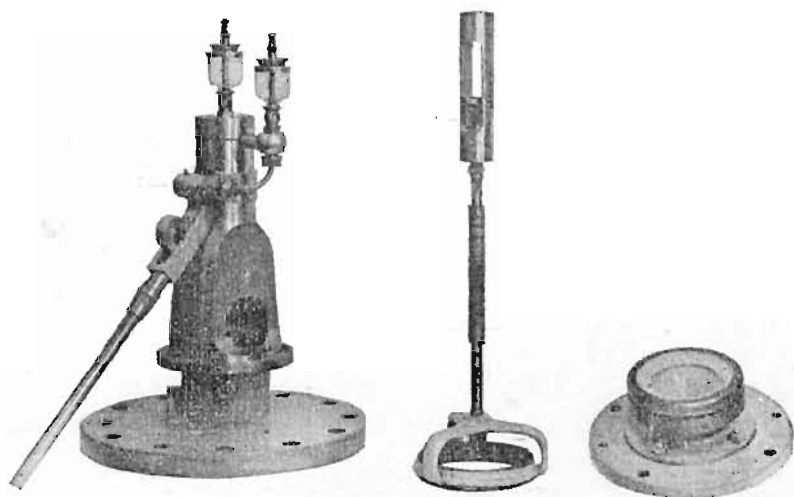
Rys. 267.

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 siódła.

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 Brzeńskiej 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



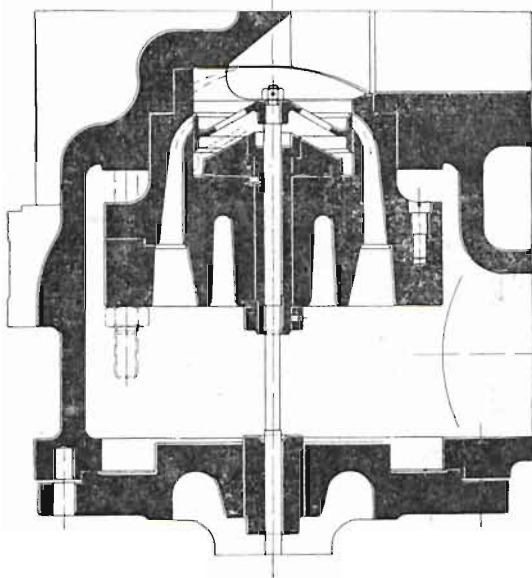
Rys. 268.

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 wodzonym 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

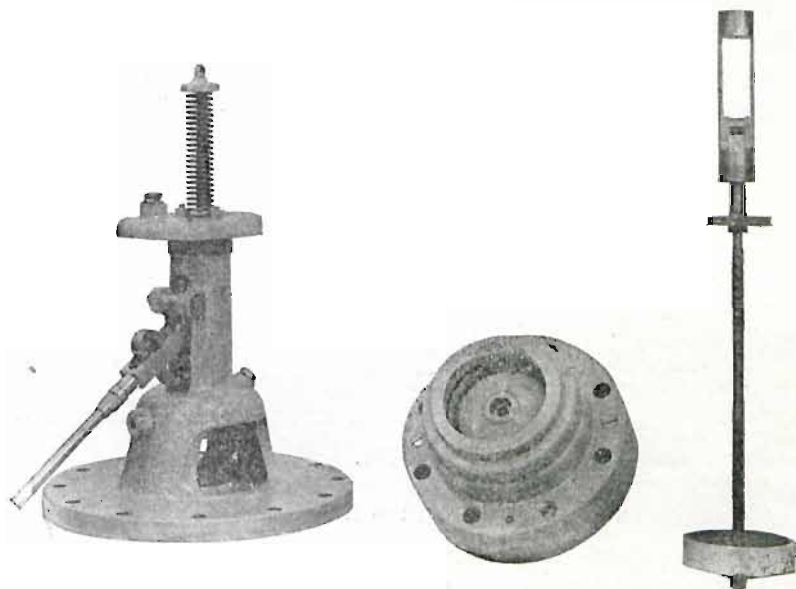


Rys. 269.

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 $n=400 \text{ obr/min.}$ i większych wymiarach maszyny musiałby 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. Przypuszczalnie te względy skłoniły fabrykę E. B. do stosowania konstrukcji zaworu tłoczkowego.

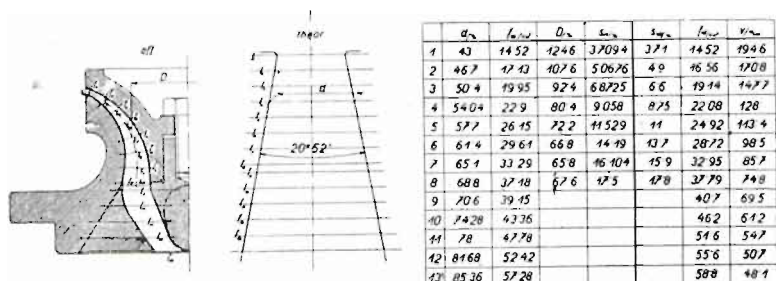
Budowa tłoczkowego zaworu wylotowego (rys. 269) różni się od wlotowego jedynie tym, że kanał dyfuzorowy w gnieź-



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 prowadnicza trzonu zaworu. Sterowanie kanału skutecznie 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 11%; — 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 50% napełnienia prędkość pary w najmniejszym przekroju wynosiła by zatem 300 do 350 m/sec. Przy krytycznej prędkości pary przegrzanej ciśnienie krytyczne wynosi teoretycznie:

$$p_m = \varepsilon \cdot p_1 = 0,5457 p_1.$$

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

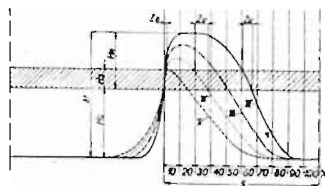
$$v_m = \frac{V}{\varepsilon} = \frac{V}{0,5457}.$$

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

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

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

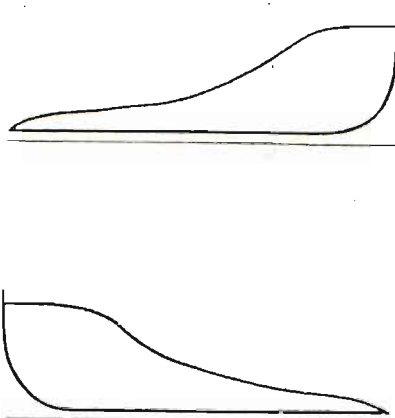


Rys. 272.

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 wewnętrznej 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

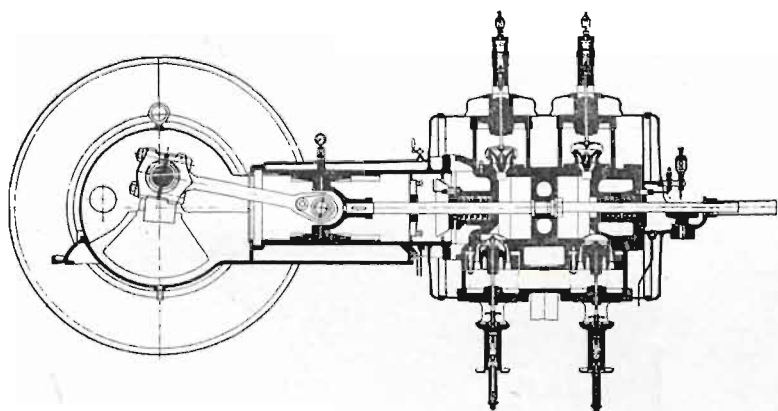


Rys. 273 i 274.

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-



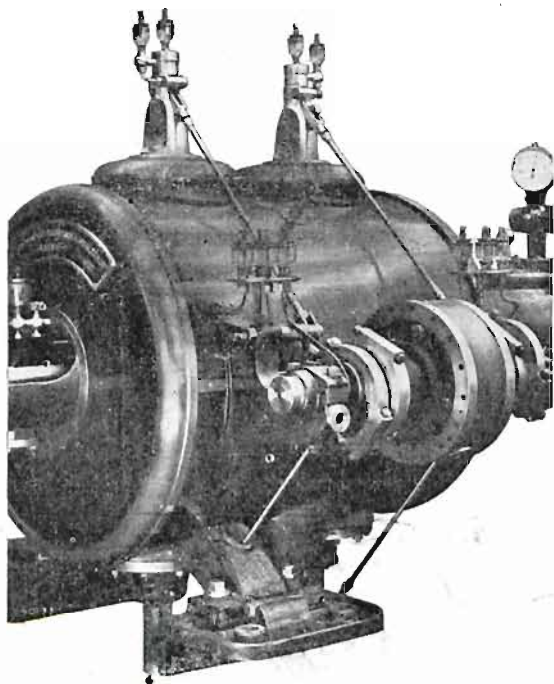
Rys. 275.

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

napełnień 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:

$n = 450 \text{ obr/min}$, przy skoku $s = 250 \text{ mm}$,

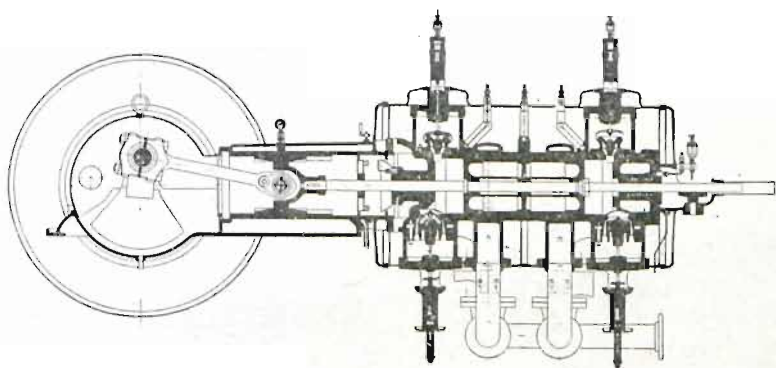
$n = 400 \text{ obr/min}$, przy $s = 300 \text{ mm}$,

$n = 350 \text{ obr/min}$, przy $s = 350 \text{ mm}$,

$n = 300 \text{ obr/min}$, przy $s = 400 \text{ mm}$,

$n = 250 \text{ obr/min}$, przy $s = 500 \text{ mm}$.

Z powodu wprowadzenia w ostatnich latach szybkobieżnych turbin parowych, odznaczających się dzięki zastosowanym ulepszeniom także małym zużyciem pary, zakres rentownego ustawiania tłokowych maszyn parowych bardzo zmniejszył się, bo cena ich jest znacznie wyższa. Nawet maszyna 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 przeciwpnęźny do około 500 kW⁶⁾.



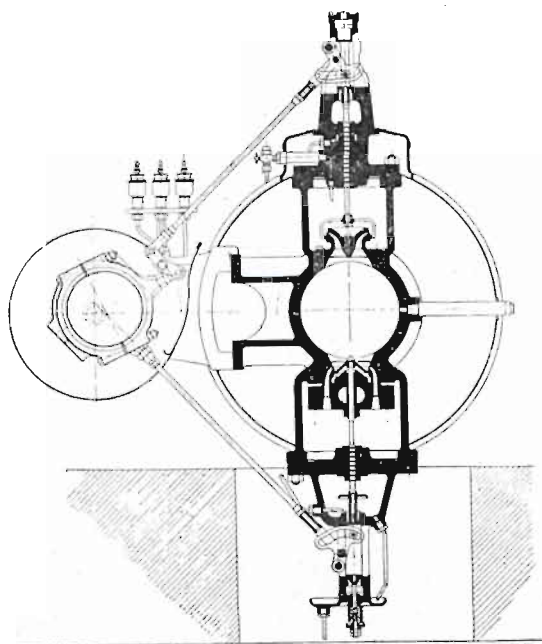
Rys. 277.

Główne zastosowanie znajdują szybkobieżne tłokowe maszyny parowe z zaworami dyfuzorowymi jako silniki przeciwpnęźne i upustowe. Na rys. 275 widzimy przekrój maszyny przeciwpnęźnej. Pomimo pracy z parą przegrzaną (ze względu na smarowanie $t^0 \leq 380^0$ C) można przy tak krótkim cylindrze 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 stronach na drągu tłokowym; — konstrukcja tego rodzaju spełnia 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 widełkowej, 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 serwowatoru, obracającego się razem z mimośrodem. Przy zmianie ciśnienia oleju następuje przedstawienie mimośrodów, 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 zawiłej. 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.



nr. 321