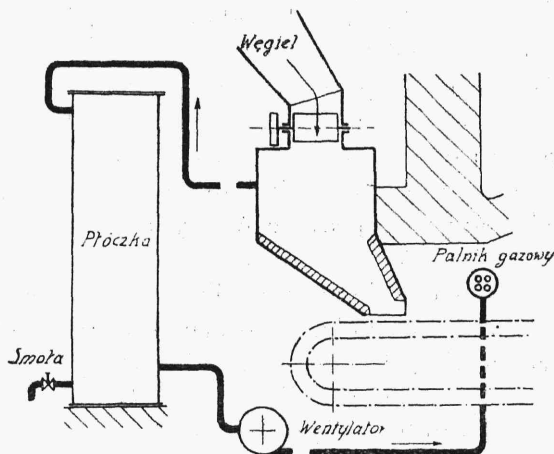


Chęć uchronienia tych cennych składników węgla od bezpośredniego spalania w paleniskach kotłowych doprowadziła do pomysłu rozwiązania konstrukcji zwykłego paleniska posuwowego, umożliwiającego częściowe wydzielanie smoły (rys. 9). Mianowicie, w wykonaniu jednej ze znanych firm gazowniczych, koszt na węgiel jest głębszy i wystawiony na działanie promieniowania, dzięki czemu węgiel, częściowo destylując się, wydziela wraz z gazem nierozłożoną jeszcze smołę, która następnie w odbieralnikach oddziela się, a gaz z niej oczyszczony wraca do paleniska i jest spalany tam w specjalnych palnikach.



Rys. 9.

Przez takie rozwiązanie odciąga się około 2% smoły, a wywołane tem zubożenie węgla równoważy się wyższą sprawnością paleniska dzięki częściowemu spalaniu węgla w postaci gazu.

V. Zużytkowanie ciepła w silnikach.

Wiadomą jest rzeczą jak niedoskonale silnik zamienia ciepło na pracę wiemy, że tylko w silniku t. zw. Diesela, pędzonym szlachetnym paliwem płynnym, dochodzi się do najwyższej osiąganey dziś sprawności około 35%, w wielkich, współczesnych urządzeniach parowych dochodzimy ze sprawnością do 20%, a w gorszych, zato o wiele liczniejszych — sprawność jest jeszcze niższa.

W czem tu leży przyczyna? Czy rzeczywiście w ciągu przeszło stuletniego okresu istnienia silnika parowego tak niewielki jest postęp, tak niewiele poprawiono wyniki osiągnięte przez Watta? Nie, tak nie jest, technika budowy maszyn parowych zaszła bardzo daleko, ale charakter zjawisk fizycznych, związanych z zamianą ciepła na pracę, stoi na przeszkodzie osiągnięciu pomyslnych wyników. Mianowicie t. zw. druga zasada termodynamiki stwierdza, że nawet w warunkach doskonałych, t. j. takich, które w rzeczywistości nie istnieją, a które sobie tylko wyobrazić można, silnik cieplny posiadałby sprawność około 50%, zależnie zresztą od tempera-

tur czynnika pracującego, panujących przed silnikiem i za silnikiem, słusznym jest więc mierzenie jakości wykonanych silników nie tylko ilością ciepła, zamienianą w nich na pracę, ale także przez ich porównanie z silnikiem doskonałym. Stosunek np. rozchodu ciepła na wytworzenie 1 koniagodziny w silniku doskonałym do rozchodu ciepła na 1 koniagodzinę w silniku rzeczywistym lub to samo wyrażający stosunek pracy uzyskanej z jednego kg np. pary w silniku rzeczywistym do pracy, jaką można by uzyskać z tegoż kilograma pary, gdyby silnik był doskonały, zwie się sprawnością indykowaną albo wewnętrzną i jest słusznym sprawdzianem przy ocenie silników zbudowanych, dającym właśnie miarę jakości wykonania. A sprawność indykowana silników współczesnych jest wysoka, przekracza 75%, w pewnych rozwiązaniach osiąga wielkości jeszcze wyższe. Układ więc całkowity silnika pozwala wprawdzie na małe wyzyskanie ciepła, np. w silniku parowym do 20% czyli jego sprawność ogólna wynosi 0,20, ale mimo to, tych 20% stanowić może już 75% albo i więcej tego, co nawet w silniku doskonałym uzyskać można.

Naturalną więc jest rzeczą, że, skoro nawet znaczne poprawienie silnika w granicach postawionych mu przez przyrodę radykalnie nie poprawi ogólnego wyzyskania w nim ciepła, gdy w najlepszym nawet wypadku ponad 50% ciepła, w myśl drugiej zasady termodynamiki, ujdzie z silnika niezamienione na pracę, skierowano uwagę na wykorzystanie właśnie tego ciepła. Oczywiście na pracę zamienić go bezpośrednio nie można, gdyż ciepło to odprowadzane jest przy temperaturze poziomu odlotowego, ale może być ono z korzyścią wyzyskane do celów grzejnych w procesach technologicznych, chemicznych, do ogrzewania pomieszczeń mieszkalnych i t. p. Myśl ta, znana zresztą od dawna, w ostatnich latach nabrała ogromnego znaczenia i wywarła wpływ na poglądy co do przydatności silników do pewnego celu.

I rzeczywiście, jeżeli ciepło odlotowe może być wyzyskane całkowicie, a takie wypadki są liczne, to wysiłanie się na kosztowne konstrukcje silników, aby poprawić ich sprawność ogólną o parę procent, przestaje w tych wypadkach być celowe, gdyż w sumie ciepło ostatecznie stracone nie będzie. Cały szereg urządzeń wykonanych i czynnych wykazuje w istocie około 90% sprawności ogólnej, t. zn. po uwzględnieniu ciepła zamienionego na pracę a także użytego do ogrzewania.

W myśl tej dążności wykorzystania ciepła odpadowego nie powinno się na silnik patrzeć jako na urządzenie oderwane od całości, ale jak na część tylko pewnego całokształtu użytkowania ciepła. Przy takim poglądzie pokazać się może, że, mimo prostoty urządzeń silnikowych o małej sprawności, całość da niemal zupełne użytkowanie ciepła, dużo lepsze, niż przy nawet doskonałym silniku, lecz tworzącym zamkniętą dla siebie całość, służącą tylko do dostarczania energii.

Niezawsze jednak istnieje możliwość użytkowania ciepła odlotowego z silnika i wówczas dążyć należy do osiągnięcia jaknajwyższej jego sprawności przy zamianie ciepła na pracę. A osiągnąć to można w dwojaki sposób: albo przez zwiększenie sprawności indykowanej czyli wewnętrznej, t. zn. przy danej różnicy temperatur przed i za silnikiem zredukowanie strat w silniku do minimum i możliwe zbliżenie się do warunków pracy w silniku doskonałym albo przez rozszerzenie granic temperatur, t. zn. polepszenie warunków pracy dla silnika doskonałego. Rozpatrzmy kolejno te możliwości.

Straty zachodzące w silniku cieplnym, a powodujące, że nie daje on tyle pracy, co silnik doskonały, są natury cieplnej, straty mechaniczne bowiem przy dzisiejszym wykonaniu silników są sprowadzone przeważnie do takiego minimum, którego dalsze zmniejszenie wiele nie obiecuje. Te straty cieplne wewnętrzne pochodzą przede wszystkim stąd, że we wszystkich okresowo pracujących silnikach ciepło przez metalowe ściany cylindrów przenika nazewnątrz i wyrównuje swą temperaturę z otoczeniem bez wykonania pracy. W silnikach spalinowych ścianek cylindra nietylko nie możemy otulić, by straty te zmniejszyć, ale przeciwnie musimy tej ucieczce ciepła dopomagać przez otoczenie cylindra płaszczem wodnym, gdyż inaczej podniesienie się temperatury w cylindrze byłoby tak znaczne, że praca jego musiałaby ustać. Dziś jest tendencja do zmniejszenia tych strat przez znaczne podniesienie liczby obrotów w t. z. silnikach szybko-bieżnych, a przez to skrócenie okresu wymiany ciepła, co wprawdzie bardziej naraża materiał cylindra, szczególnie głowicy i tłoka, na wzrost temperatury, ale ma pozatem tę ważną zaletę, że zmniejsza wymiary i wagę, a więc i cenę silnika.

Straty wewnętrzne silnika spalinowego mogą być zmniejszone pozatem przez osiągnięcie spalania paliwa we właściwych warunkach, co zależy od dobrego wymieszania paliwa z powietrzem, od właściwego składu mieszanki i jej temperatury, a także od kształtu tej przestrzeni, w której następuje spalanie.

Brak i wysoka cena paliwa płynnego podczas wojny skłoniły konstruktorów do zajęcia się sprawą wyzyskania do napędu silników materiałów gorszych, więc bądź odpadków otrzymywanych przy destylacji węgla, jak np. różnych rodzajów smoły i ciężkich olejów, bądź gazu, otrzymywanego nie z koksu lub antracytu, ale z torfu, węgla brunatnego i odpadków drzewnych. Wyniki zostały uwieńczone zupełnym skutkiem i dziś niema prawie materiału palnego, który nie mógłby być korzystnie użytym w silniku, jeżeli jest płynny—to bezpośrednio, jeżeli jest stały—to po odpowiednim zgazowaniu.

Wobec braku antracytu i koksu w Polsce, duże znaczenie, szczególnie we wschodnich województwach, może mieć zastosowanie generatora

rów do drzewa, pracujących doskonale, a szczególnie przy wyzyskaniu wydzielanej podczas oczyszczania gazu smoły, jako produktu ubocznego, — również bardzo ekonomicznie.

Zastosowanie ciężkich, tanich olejów smołowych do napędu silników było możliwe dzięki ich rozpylaniu przy pośrednictwie powietrza, sprężanego do kilkudziesięciu atmosfer ciśnienia. Sprężarki, dostarczające powietrza, napędzane przez bezpośrednie sprzęgnięcie ich z silnikiem, stanowią słabą stronę tego zespołu, bo nie tylko zużywają one część wytwarzanej energii, obniżając sprawność ogólną silnika, ale wobec trudnych warunków pracy przy sprężaniu do kilkudziesięciu atmosfer przy dużych obrotach a małych wymiarach sprężarek, dają one powód do częstych napraw. Dziś coraz częściej spotyka się rozwiązania konstrukcyjne silników wysokoprężnych na ciężkie oleje pozbawionych sprężarek a pracujących zupełnie zadawalniająco i wykazujących nawet wyższą nieco sprawność.

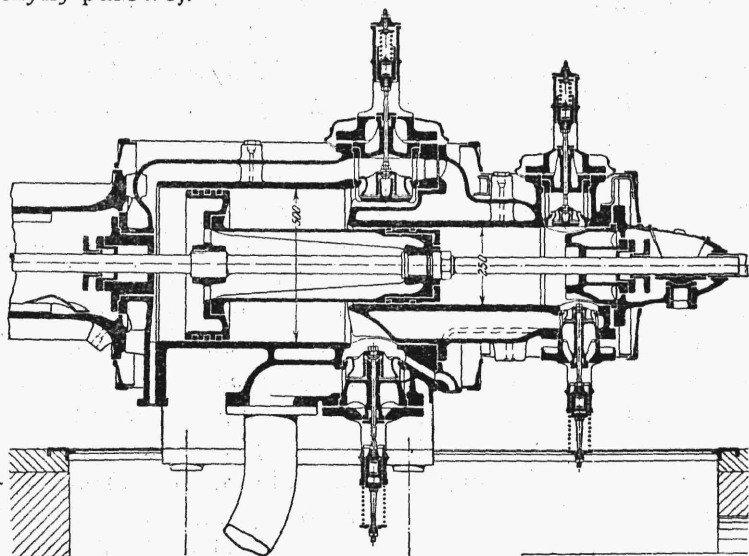
W tłokowych silnikach parowych zjawisko wymiany ciepła ze ściankami nie potrzebuje być ułatwiane, bo temperatury pary są stosunkowo niskie, tu jest raczej tendencja odwrotna, do utrudniania wędrówki ciepła przez osłanianie cylindra złym przewodnikiem ciepła. Był okres stosowania t. zw. ogrzewków, t. j. płaszców parowych, które, kosztem skraplania się pary, miały podtrzymywać na odpowiednim poziomie temperaturę ścianek cylindra; dziś, wobec powszechnego stosowania pary przegrzanej, znaczenie ogrzewka jest drugorzędne.

Stosowanie pary przegrzanej ma na celu podniesienie temperatury początkowej oraz zmniejszenie przenikania ciepła przez ścianki cylindra. Wiadomo, że im różnica temperatur między parą dopływającą do maszyny parowej, a odpływającą jest większa, tem i sprawność maszyny jest większa. Temperatury, jaka panuje u wylotu maszyny parowej, wiele zmienić nie możemy, wynosi ona około 100°C , gdy parę z maszyny wypuszczamy w powietrze, 30° — 50°C , gdy parę wprowadzamy do skraplacza, gdzie przy pomocy zimnej wody ją skraplamy.

Były próby obniżenia tej temperatury przez stosowanie pary wylotowej do ogrzewania np. bezwodnika siarkawego SO_2 , który przy temperaturze 40°C ma już prężność 6,35 at, a następnie rozprężony w osobnym cylindrze do 1 at obniża swą temperaturę do -10°C , ale urządzenia takie, choć nieco korzystniej zamieniały ciepło na pracę, niż zwykłe maszyny parowe pracujące tylko parą wodną, były zbyt skomplikowane i nie utrzymały się w technice. Dziś więc można przyjąć, że temperatura przy odpływie pary w maszynie parowej w dzisiejszym wykonaniu nie da się obniżyć. Pozostaje więc szukać podniesienia temperatury pary dopływającej do maszyny.

Ponieważ dotąd nie przekraczano ze względu na trudności konstrukcyjne ani w kotłach ani w maszynach ciśnienia pary 16 at, czemu odpowiada temperatura około 200°C , więc, chcąc temperaturę podnieść, należy parę

przegrzać przy stałym ciśnieniu. Tą drogą podniesiono temperaturę bardzo znacznie, przekraczając w specjalnych wypadkach nawet $300^{\circ}C$ (dawna maszyna parowa Schmidta, rys 10), jednak na przeszkodzie dalszemu podnoszeniu temperatury stoi to, że w maszynach parowych uszczelnienia, a przede wszystkim smary odmawiają już posłuszeństwa, a cylindry, jako odlewy o zawiłych kształtach, przy wysokich temperaturach nierównomiernie się rozciągają, narażone są na pęknięcia. W każdym razie, przez przegrzewanie pary podniesiono spadek temperatury, a tem samem i sprawność maszyny parowej.



Rys. 10.

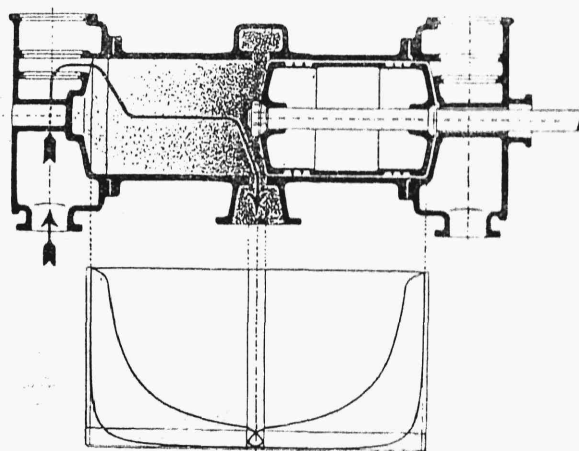
Stosowanie pary przegrzanej w silnikach tłokowych daje jednak jeszcze i inne korzyści. Przejdźmy myślą do wnętrza cylindra maszyny parowej podczas jej ruchu. W chwili, gdy tłok dobiegł do martwego położenia i przy ruchu powrotnym para poczyną wypływać nazewnątrz lub do skraplacza, wewnątrz cylindra jest wypełnione parą o ciśnieniu wylotowym, stąd i temperatura wewnętrznych ścian cylindra, jako metalowego, więc przewodzącego dobrze ciepło, niemal dorównywa temperaturze pary odlotowej. Ale gdy tłok rozpoczyna ponowny ruch naprzód, świeża para nasycona poczyną dopływać do cylindra i tam trafia na zimne ścianki, które muszą się kosztem pary nagrzać. Para więc skrapla się w formie rosy na ściankach wewnętrznych cylindra, podnosząc tem silniej przewodnicztwo ścianek i ułatwiając przenikanie ciepła do jej wnętrza; rozpoczyna się wędrówka ciepła z pary do cylindra, które w znacznej mierze jest traczone, a straty te stanowią bodaj największą rubrykę strat wewnętrznych w maszynie parowej.

Inaczej jest jednak, gdy zastosujemy parę przegrzaną. Gdy gorąca para przegrzana dopływa do chłodnego cylindra, to oczywiście oziębi się, ale jeżeli przegrzanie jest dość wysokie, to obniży się tylko temperatura a skraplanie się pary, tak szkodliwe ze względu na gwałtowne powiększenie się przez to przewodnictwa, nie będzie mieć miejsca, bo para pozostanie jeszcze przegrzaną. Z tego właśnie powodu, że para pozostaje przegrzaną, tylko warstwa pary przylegająca do ścianek cylindra ulegnie oziębieniu, warstwy wewnętrzne, jako źle przewodzące ciepło, wobec szybkości z jaką się zjawisko odbywa, nie zdążą się oziębić. Tu jest więc główne znaczenie przegrzewania pary w parowych silnikach tłokowych.

Aby zaradzić ujemnemu wpływowi oddziaływania ścian cylindra, co jest szczególnie dotkliwe przy dużej różnicy temperatur przy dopływie i odpływie pary, stosuje się t. zw. wielostopniowe rozprężanie (Compound). Polega ono na tem, że para rozpręża się w cylindrze nie od początkowej aż do końcowej objętości, a więc i prężności i temperatury, lecz częściowo w cylindrze t. zw. wysokoprężnym, najmniejszym, następnie w średnioprężnym a wreszcie w największym czyli niskoprężnym; skutek rozprężania jest ten sam, jednak w każdym cylindrze temperatury wahają się w granicach trzy razy mniejszych. Stopni rozprężania może być również tylko dwa, a bywa niekiedy i cztery, choć tylko wyjątkowo. Para przepływając z jednego cylindra do następnego przechodzi przez małe zbiorniki pary t. zw. przelotnie (Receiver), gdzie przez ogrzewanie świeżą parą lub gorącymi spalinami (lokomobile i lokomotywy) para przelotowa może być osuszoną lub nawet ponownie przegrzaną, co, oczywiście, po-

ciągnie za sobą zmniejszenie strat wskutek działania ścian cylindra.

Takie rozwiązanie konstrukcji, przy wielokrotnym rozprężaniu pary w kilku cylindrach, podraża bardzo wykonanie, gdyż zamiast jednej maszyny, jest jakby parą maszyn. Aby tego uniknąć stosowaną bywa t. zw. maszyna przelotowa (Stumpf), która choć jednocyndrowa (rys. 11), dzięki skierowaniu prądu pary w cylindrze i spadku tem-



Rys. 11.

peratur w jego ściankach w jednym kierunku, zmniejsza wahania i różnice temperatury, wielkość powierzchni szkodliwych, a więc i wymianę ciepła

z parą, a przez to uzyskuje taki niemal rozchód pary, jak maszyna o wielostopniowym rozprężaniu. Maszyny parowe tego typu posiadają jednak inne wady, przede wszystkim natury dynamicznej, pochodzące wskutek działania wielkiej masy tłoka i dużych różnic ciśnień na tłok oraz wysokiego sprężania.

W ostatnich czasach wskutek tego, że w dzisiejszych granicach stosowanych ciśnień i temperatur oczekiwać już wielkich postępów w maszynie tłokowej nie można, gdyż straty wewnątrz maszyny doszły już do nieznaczących wielkości, pojawia się tendencja do rozszerzenia tych granic, do stworzenia warunków, w których już teoretycznie można by uzyskać sprawność wyższą.

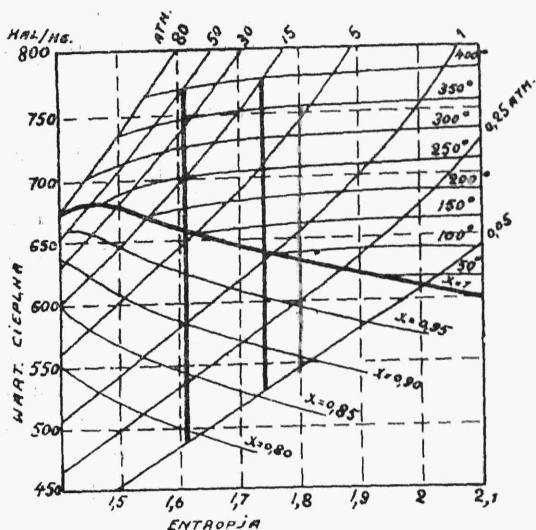
Rozszerzenie granic zmierza wybitnie w kierunku podniesienia prężności i temperatury przy wlocie do silnika, ciśnienie odlotowe zostało bowiem, jak wspomniałem, doprowadzone do takich granic, że dalsze zmniejszanie niewspółmiernie utrudnia założenia konstrukcyjne w stosunku do osiągniętych korzyści a pozatem coraz częstsze i tak korzystne stosowanie silników grzejnych stwarza raczej pod tym względem odwrotną tendencję.

Obecnie stosowanie w silnikach ciśnień pary dochodzących do 16—20 at oraz temperatur pary do 375° C zaliczyć można do zagadnień technicznie opanowanych, jeżeli więc mówi się o tendencji do dalszego powiększania, należy rozumieć pod tem ciśnienia wyższe, liczone w dziesiątki atmosfer.

Korzyści stosowania zwiększonej prężności są w pewnych wypadkach tak znaczne, że, jeżeli sprawa ta nie znalazła szerszego zastosowania i ze stadjum propagandy nie wyszła, powodem tego jest raczej konserwatyzm w budowie generatorów pary i niechęć do przełamania utartych w tej dziedzinie poglądów, niż trudności przy budowie samych silników. Może wprowadzenie opalania pyłem węglowym, coraz więcej znajdującego uznania a wymagającego zmian w budowie kotłów, przyczyni się do zwalczenia uprzedzeń w tej dziedzinie, tembardziej, że opalanie pyłem węglowym, jak zobaczymy niżej, korzystnie łączy się z zagadnieniem podniesienia prężności pary.

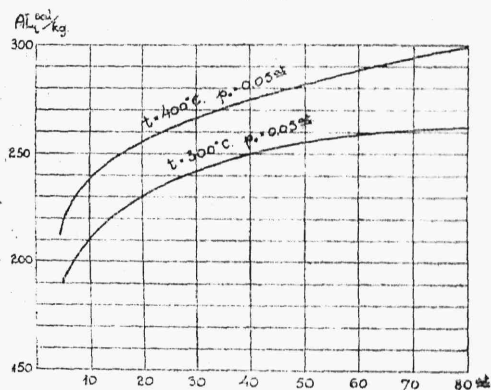
Jakie korzyści daje stosowanie wysokich prężności? Korzyści te są dwojakiego rodzaju: po pierwsze, przy wzroście ciśnienia dolotowego wzrasta sprawność silnika, bo stosunek ciepła, które można zamienić na pracę, do całkowitej ilości ciepła staje się korzystniejszy, a po drugie, przy wzroście ciśnienia dolotowego silnik staje się mniej czułym pod względem rozchodu pary na wzrost przeciwcisnienia i można ciśnieniom pary odlotowej nadawać pokaźne wartości bez wyraźnego wpływu na zmniejszenie sprawności silnika. Rozpatrzmy kolejno te właściwości silników wysoko-prężnych parowych.

Obserwując linię adiabatycznego rozprężania, na entropowym wykresie IS dla pary wodnej (rys. 12) o stałym przegrzaniu (400°C) i stałej



Rys. 12.

Zależność pracy teoretycznej od prędkości początkowej przy stałej temperaturze przegrzania przedstawia rys. 13 dla dwu temperatur 300°C i 400°C oraz stałego ciśnienia $p=0,05\text{ at}$.



Rys. 13.

W normalnych wykonaniach silników parowych możemy utrzymać parę w stanie przegrzania tylko w pierwszej części suwu tłoka w cylindrze wysokoprężnym, pozatem w cylindrze niskoprężnym para pozostaje nasycona. Użycie w silnikach tłokowych pary o wysokiej prędkości umożliwia przegrzanie pary nie tylko przed pierwszym cylindrem, ale także, przy stosowaniu wielokrotnego rozprężania, w przelotniach poszczególnych stopni i to w ten

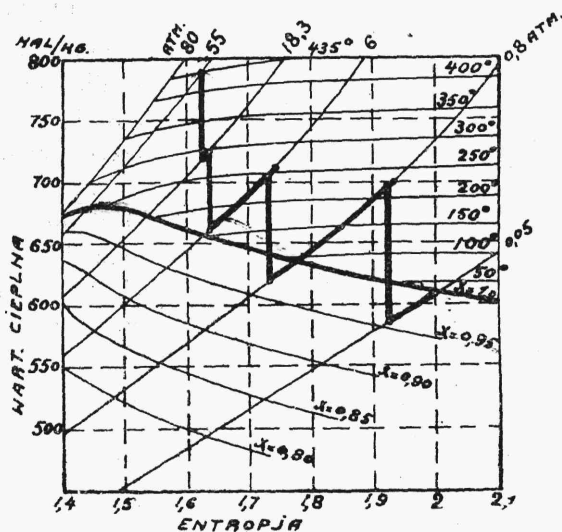
przeciwnie, że przy wzroście prędkości dolotowej praca silnika doskonałego $AL_t = i - i_0$ znacznie się powiększy, a pozatem i sprawność teoretyczna, $i_t = \frac{AL_t}{i - t_0}$ wzrośnie, bo, jak to wynika z właściwości par, a więc i z przebiegu izoterm na tym wykresie, przy wzroście AL_t różnica $(i - t_0)$ nawet maleje, mimo że ciśnienie dolotowe wzrasta; ten pozorny paradoks tłumaczy się tem, że przy stałej temperaturze przegrzania a zwiększaniu prędkości ciepło przegrzania maleje.

Po za korzyściami, jakie wynikają z tych już tylko teoretycznych rozważań, można przez podniesienie prędkości początkowej osiągnąć zmniejszenie strat technicznych. Jak mówiliśmy poprzednio, źródłem bardzo poważnych strat cieplnych w silniku parowym jest oddziaływanie metalowych jego ścian na parę; radykalnym środkiem zaradczym było utrzymanie pary w stanie przegrzanym w czasie całego obiegu. W nor-

sposób, że linja rozprężania się pary w cylindrze nigdzie nie przetnie krzywej granicznej nasycenia i para pozostanie we wszystkich cylindrach przegrzana.

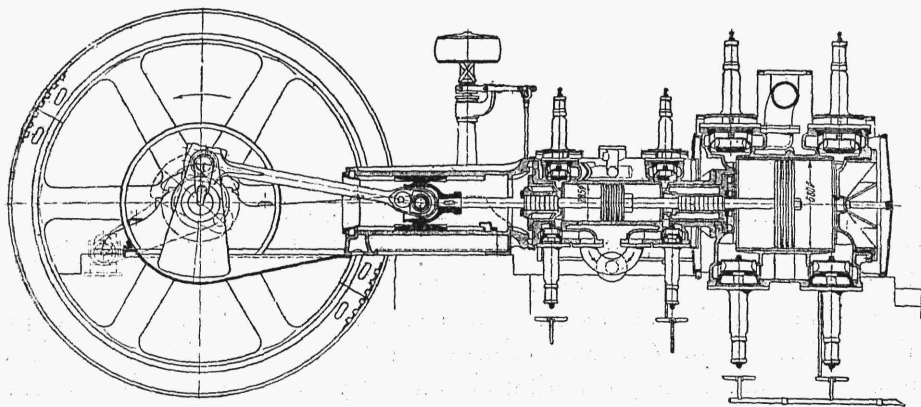
Wyniki doświadczeń z maszyną pomysłu zasłużonego na polu budowy silników parowych konstruktora W. Schmidta, pracującą przy ciśnieniu dołotowem do 60 at i ponad 400° C przegrzania, najzupełniej potwierdziły przypuszczenia teoretyczne.

Wykres zmian stanu pary w czterech cylindrach tej maszyny (czterostopniowe rozprężanie) przedstawia rys. 14, skąd wyraźnie widać, że w granicach ciśnień 55 at i 0,05 at para niemal nie przestaje być przegrzaną. Osiąga się to przez ogrzewanie przelotni nie przy pomocy gazów gorących, co dla pewności ruchu ma ujemne następstwa, ale przy pomocy pary o niewielkiej, a jednak wystarczającej różnicy temperatur.



Rys. 14.

Silnik Schmidta składa się z dwóch par cylindrów posobnych, z których cylinder wysokiego ciśnienia i pierwszy średniego są jednostron-

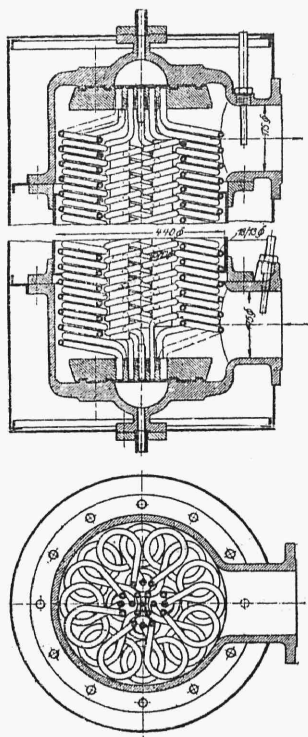


Rys. 15.

nie działające, o rozrządzie sterowanym przy pomocy pary, natomiast drugi cylinder średnioprężny i niskoprężny są niemal normalnej budowy, z rozrządem zaworowym (rys. 15). Charakterystyczną część stanowią

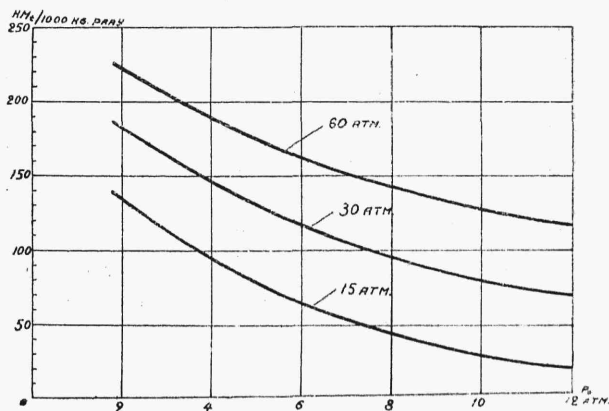
przelotnie między drugim i trzecim oraz trzecim i czwartym cylindrami; ogrzewane są one parą świeżą krążącą w odpowiednich węzownicach (rys. 16).

Doświadczenia z maszyną Schmidta przy 150 KM i 150 obrotach wykazały rozchód pary $2,14 \text{ kg/KMh}$, co odpowiada 2070 kcal/KMh .



Rys. 16.

Silniki na parę o wysokiej prężności posiadać muszą jeszcze jedną dodatnią cechę, wynikającą z własności pary wodnej. Silniki te stają się tem mniej wrażliwe na wielkość przeciwności, im ciśnienie dolotowe jest wyższe. Tak więc z 1000 kg pary o ciśnieniu 60 at można uzyskać przy 12 at przeciwności 120 KM, chcąc uzyskać tę samą moc z 1000 kg pary o ciśnieniu 15 at musimy obniżyć przeciwność aż do 2 at, przyczem



Rys 17.

koszt produkcji pary w obu przypadkach jest prawie taki sam. Potwierdza się tu znana własność silników grzejnych z przeciwnością. Krzywe na rys. 17 ujmują tę zależność rozchodu pary od przeciwności przy 60, 30 i 15 at ciśnienia dolotowego. Widzimy więc, że stosowanie wysokich prężności pozwala bez uszczerbku dla ekonomji ruchu podnosić przeciwność, a więc odprowadzać parę z silników pod znacznym ciśnieniem tak, że para odlotowa może być użyta do zasilania normalnego silnika parowego, dla którego wysokoprężny silnik staje się jakby zaworem redukującym parę, lecz jednocześnie korzystnie zamieniając ciepło na pracę. Tu leży istotna korzyść stosowania silników na parę wysokoprężną, polegająca na możliwości wyzyskania dużych przeciwności, co jedynie może opłacić zwiększone koszty i trudności związane z zastosowaniem

wysokich ciśnień. Sprawa ta zostanie przez najbliższą przyszłość zapewne ostatecznie rozwiązana.

Po za trudnościami związanymi z wykorzystaniem tak wysokich ciśnień w silnikach nie mniej trudnym jest zagadnienie wytworzenia pary o tym znacznym ciśnieniu i temperaturze czyli budowa odpowiednich generatorów pary. Pod tym względem praca konstrukcyjna jest intensywna, istnieje już szereg rozwiązań nietylko na ciśnienie, dochodzące do 100 *at*, ale nawet na ciśnienie krytyczne pary wodnej, t. j. 225 *at* oraz temperaturę 388°C (Benson — Anglja); oczywiście para ta, przed dojściem do silnika, zostaje zdławiona, mianowicie do ciśnienia 105 *at* przyczem temperatura podnoszona jest w przegrzewaczu do 420°C. Zagadnienie wywiązywania wysokich ciśnień w kotłach rozwiązywane jest rozmaicie, bądź przez budowę nowego zupełnie typu kotłów o bardzo małej pojemności wody (Benson — Anglja oraz Blomquist — Szwecja) albo przez przystosowanie do wysokich ciśnień istniejących typów kotłów wodnorurkowych sekcyjnych lub o stromych rurkach (Babcock & Wilcox — Ameryka, Borsig — Niemcy).

Dziś o doskonałym rozwiązaniu tego zadania wytwarzania pary o wysokiej prężności nie pora jeszcze mówić, w każdym razie myśl ta, dająca przy dobrym rozwiązaniu szereg poważnych korzyści, jest jakby drogowskazem linii rozwoju w dziedzinie silników parowych, jest wskazówką, gdzie szukać należy polepszenia zamiany ciepła na pracę.

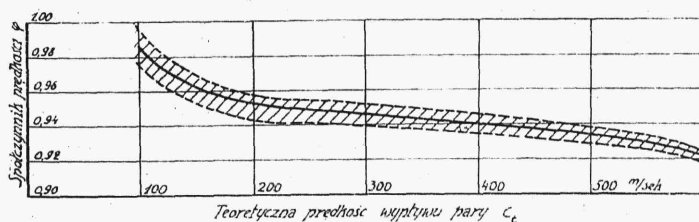
Maszyny parowe wirnikowe, które w ciągu ostatnich paru dziesiątków lat doznały niezwykłego rozpowszechnienia, w swym rozwoju pod względem mocy maksymalnej przekroczyły granice, określone dla wszelkich innych rodzaj silników, które dziś pod tym względem z nimi rywalizować nie mogą. Technika budowy wielkich turbin jest w stanie zbudować większe jednostki, niż tego wymagać może racjonalne zapotrzebowanie. Ale nie tylko pod względem swej mocy doszły turbiny do dużego rozwoju, ich sprawność dorównywa już w wielu wypadkach silnikom tłokowym, a pod względem zapotrzebowania miejsca i ułatwień przy napędzie prądnic — przedstawiają ogromne korzyści.

Nieznaczy to, że parowy silnik tłokowy już się przeżył. Parowy silnik wirnikowy rozwinął się dzięki elektrotechnice, stąd wszędzie tam, gdzie energię mechaniczną przetwarza się bezpośrednio na elektryczną, turbina ma wyższość nad maszyną parową, w innych natomiast wypadkach oraz przy jednostkach mniejszych, poniżej kilkuset koni, silnik tłokowy stał i lokomobilowy skutecznie rywalizuje z wirnikowym.

Turbiny parowe w tym ciągłym rozwoju wyzyskują należycie przegrzanie pary i dostosowują coraz lepiej podział ciśnień i prędkości, by dojść jednocześnie do najmniejszych strat przy przepływie pary przez łopatki oraz przy poruszaniu się wirnika w parze. Silnik parowy wirnikowy doszedł już do wysokiej, jednak naogół niższej niż silnik tłokowy, sprawno-

ści wewnętrznej zupełnie opanowując pozatem stosowane dziś przegrzania pary, próżnię, materiały konstrukcyjne, kształty i regulację i przystosowując się do wymagań przemysłowych. Dziś można mówić, że turbina swój pierwszy okres rozwoju zakończyła i idzie dalej w dwojakim kierunku, lepszego wyzyskania ciepła w części wysokoprężnej i podniesienia prężności dolotowej.

Do niedawna, wobec wyraźnego kierunku w budowie turbin do zmniejszenia ilości stopni przez powiększanie prędkości przepływu pary przez łopatki turbiny, natrafiano na duże trudności przy konstrukcji części wysokoprężnej. Mianowicie trudno było uzyskać odpowiednio małe przekroje w łopatkach, szczególnie przy częściowych obciążeniach a całkowitem zasilaniu, ze względu na straty, ułatwiano więc sobie zadanie przez zamianę wysokiego ciśnienia i przegrzania pary na ogromne prędkości w pierwszym lub w dwóch pierwszych wirnikach, przez co usuwano jednocześnie wpływ tych ciśnień i temperatur na całość turbiny; takie rozwiązanie dawało jednak duże opory i część wysokoprężna pracowała z małą sprawnością wewnętrzną, nie przekraczającą 0,50—0,66. Jako argument łagodzący było wysuwane to, że straty cieplne części wysokoprężnej są w pewnej mierze wyrównywane wskutek osuszania się przeto pary w części niskoprężnej oraz to, że, przy ciśnieniach dolotowych stosowanych powszechnie i rozprężaniu się pary w części wysokoprężnej od 15 do 3 at, turbina przerabiała tylko około 30% całego spadku ciepła, więc na całość wywierała ta część mniejszy wpływ.

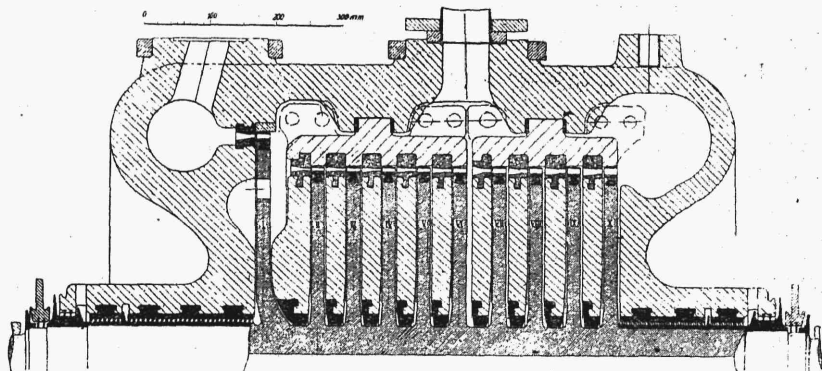


Rys. 18.

Pozatem kierunek ten miał swe usprawiedliwienie w doświadczeniach Christleina z wpływem pary, z których wynikało, że współczynnik strat w łopatkach ma swe minimum przy prędkościach ponadkrytycznych pary. Dziś, wobec wzrostu dolotowego ciśnienia pary, zbyt już dużą część adiabatyicznego spadku ciepła przerabia się na pracę w części wysokoprężnej, by, przy zachowaniu tych dużych prędkości, straty nie miały się odbić na ogólnej sprawności turbiny, a jednocześnie ostatnie doświadczenia, przeprowadzone w Anglii, obaliły wyniki doświadczeń Christleina, jako obejmujące tylko mały zakres prędkości i wykazały, że minimum strat jest przy prędkościach małych około 100 m (patrz rys. 18). Dzięki temu daje się ob-

serwować w ostatnim roku nawrót do dawnych zasad Parsonsa stosowania małych prędkości przepływu, a większej ilości stopni.

Na tych zasadach zbudowano np. turbinę parową Lössela (Erste Brüner M. A. G.), która przy dużej ilości stopni i małych prędkościach przepływu wykazała bardzo dużą sprawność przy pełnym obciążeniu (82%). Ciśnienie zostało tu podzielone między szereg stopni, którym odpowiadają wirniki o jednakowej średnicy, i przez które przepływa para ze średnią prędkością około 100 m/sek. Mimo, że prę-



Rys. 19.

kości przepływu są tu tak małe, trudności konstrukcyjne z doбором przekrojów (patrz rys. 19) są tu znaczne, wymagające nader dokładnego wykonania, jednak wyniki osiągnięte z tego typu silnikami są obiecujące, świadczące, że przy 15 at ciśnienia dolotowego można osiągnąć do 27% sprawności ogólnej, a przy jego podniesieniu—sprawność jeszcze wzrośnie, kuszając się o dorównanie sprawności silnika Diesela.

Jeżeli pokładane nadzieje na wyniki stosowania pary o wysokim ciśnieniu w tych warunkach nie zawiodą, co zresztą przez kilka wykonan zostało podtrzymane, może to stanowić ważny krok naprzód w gospodarce cieplnej, tembardziej, że chodzi tu o duże jednostki silników powszechnie do produkcji energii stosowanych.

Polepszenie sprawności turbiny poszukiwane jest dziś jednak i na innej jeszcze drodze, mianowicie przez podział turbiny przy znacznym podniesieniu ciśnienia dolotowego na kilka części, np. na część wysokoprężną, średnioprężną i niskoprężną, przez stosowanie przegrzewania pary między-stopniowego po jej przejściu przez część wysokoprężną, a przede wszystkim przez nadanie każdej z tych części turbiny innych prędkości obrotowych.

Jak wspomniałem poprzednio, przy konstruowaniu części wysokoprężnej silników wirnikowych, już przy dotąd stosowanych ciśnieniach natrafia się, dzięki małej objętości właściwej pary, na trudności w doborze odpowiedniego przekroju przepływu przez łopatki. Trudności te pokonywane są dwojako: wobec niemożności zwiększenia prędkości obwodowej, ze względu na wytrzymałość materiału wirników, obniża się wysokość łopatek i zmniejsza stopień napełnienia turbiny, co wpływa ujemnie na opory tarcia pary i wentylacji, albo też rozpręża się parę gwałtownie w dyszy przed wirnikiem, przez co uzyskuje się parę o niskim ciśnieniu, więc dużej objętości właściwej. W tym drugim wypadku występują inne jednak straty, mianowicie, nie mogąc zwiększyć prędkości obwodowej wirników ze względu na ich wytrzymałość do wysokości, dającej korzystny stosunek do prędkości pary, stwarza się niekorzystne warunki zamiany ciepła na pracę. Jeżeli przy stosowanych obecnie powszechnie w budowie turbin ciśnieniach i temperaturach straty te są znaczne, to przy powiększeniu prężności dolotowych straty te wzrosnąć mogą w tym stopniu, że zrównoważą korzyści wynikające z powiększenia spadku adiabatycznego.

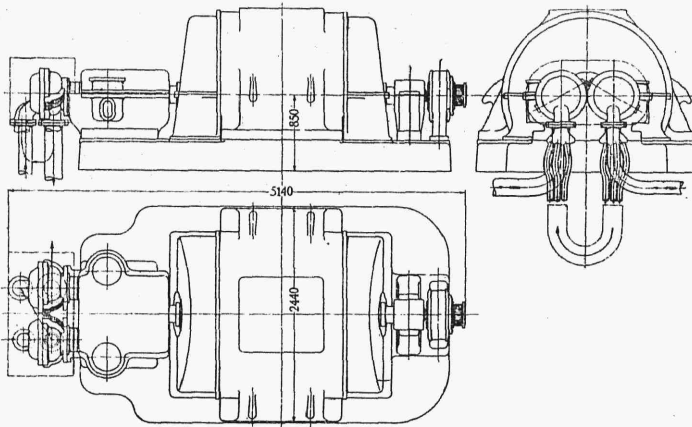
Podział turbiny na dwie lub więcej odrębnych części, z których każda zużywa inny odcinek ogólnej różnicy ciśnień (temperatur) i nadanie każdej z nich innej, a właściwej liczby obrotów, więc części wysokoprężnej—dużej, niskoprężnej—małej, odwrotnie do średnicy wirników, daje słuszne rozwiązanie. Każda z tych turbin składowych może być dostosowana konstrukcyjnie do najkorzystniejszych warunków, tworząc jako całość t. zw. turbinę wieloosłonową.

Dzięki zupełnemu opanowaniu już, pod względem materiałów i wykonania, przekładni zębatych na wielkie siły i obroty, jakie występują w parowych silnikach wirnikowych, można łatwo sprząc dwie lub trzy turbiny, poruszające się z różną prędkością kątową i otrzymać wspólny napęd wału prądnicy przy żądanej liczbie obrotów.

Możliwym jest również rozwiązanie takie, że każda z turbin pracuje na inną prądnicę, przyczem ciśnienie pary, panujące między obu częściami dwuosłonowej turbiny należałoby dobrać tak, by turbina niskoprężna była turbiną normalną, to jest na ciśnienie 14 do 18 at, jak to się dziś powszechnie buduje.

W tych warunkach zastosowanie pary o wysokiej prężności w nowych urządzeniach daje nie tylko znaczne korzyści termodynamiczne, jak rachunek wykazuje, pozwalające osiągnąć sprawność ogólną do 30%, ale jednocześnie podnieść ekonomję ruchu urządzenia istniejącego, pracującego niesprawnie. Wystarczy dodać urządzenie wysokiego ciśnienia, wytwarzające parę o prężności kilkudziesięciu atmosfer i przegrzeniu około 400° C, zresztą kosztem niewielkiego nadmiaru ciepła do międzystopniowego przegrzania pary w porównaniu z rozchodem ciepła do wytwa-

rzania pary średniego ciśnienia w kotłach istniejących, i parę zużytkować do 12—20 *at* w turbinie wysokoprężnej, a następnie w istniejącym urządzeniu niskoprężnym, pracującym ze skraplaniem pary. Przez takie urządzenie zostaje podniesiona na wysoki poziom sprawność danego zespołu bez wymiany kosztownych istniejących turboagregatów.



Rys. 20.

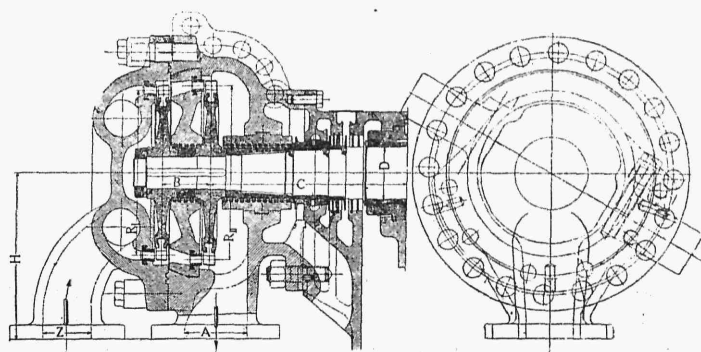
Jako przykład takiego typu turbiny na wysokie ciśnienie, przytoczyć można konstrukcję firmy „Brown, Boveri i Co“, gdzie np. dla mocy 3000 KM obrany został układ dwóch podwójnych stopni ciśnienia w czterech wirnikach na dwóch oddzielnych wałkach, robiących po 8000 obrotów i sprzęgniętych przekładnią zębatą z wałem głównym prądnicy (rys. 20), obracającym się z prędkością, odpowiadającą 3000 obrotów. Stopniowanie ciśnień jest następujące: z 80 *at* na 60 *at* i 40 *at* w jednej turbinie dwustopniowej, zaś z 40 *at* na 16 *at* w dwóch wirnikach drugiej, poczem para odlotowa dostaje się do normalnej średnioprężnej turbiny, pracującej z kondensacją.

Jak małe wymiary posiadają te turbiny widać z rys. 20 przez porównanie z generatorem, który ma normalne wymiary przy dziś stosowanych turbinach na tę moc. Na rys. 21 przedstawiony jest przekrój tej turbiny. Uderza tu układ wiszący osłony, przytwierdzonej wspornikowo do skrzynki, mieszczącej przekładnię zębatą. Chęć usunięcia jednej dławnicy od strony wysokiego ciśnienia podesunęła rozwiązanie z jednostronnym uchwytem wału, co ze względu na bardzo małą średnicę wirnika jest zupełnie dopuszczalne. Przed łożyskiem, za uszczelnieniem labiryntowym wał jest chłodzony wodą.

Turbina wysokoprężna posiada jeszcze tę zaletę, że może pracować z regeneracją ciepła. Zasada silników z regeneracją

ciepła znana jest w termodynamice, silniki takie posiadają równie wysoką sprawność teoretyczną, jak silniki pracujące według obiegu Carnota, więc, przy danej różnicy temperatur źródeł ciepła, wogóle możliwie najwyższą. Ostatnio zwrócono uwagę na korzyści z tej zasady i wprowadzono częściową regenerację ciepła do wielkich turbin parowych, (np. Supercentrała w Gennevilliers) już przy 25 at ciśnienia, a oczywiście korzyści stąd płynące będą większe przy wyższych ciśnieniach dolotowych.

Zasada regeneracji ciepła polega w założeniu swem na tem, że ciepło, odbierane od obiegu przy pewnych temperaturach, zwracane jest w innej części obiegu przy tych samych temperaturach. Obiegi te, jak łatwo wykazać, pod względem wykorzystania ciepła do zamiany na pracę, posiadają sprawność najlepszą, równą sprawności obiegów Carnota.



Rys. 21.

Ponieważ podczas rozprężania się w turbinie pary temperatura obniża się, chcąc więc odbierać ciepło, musielibyśmy mieć nieskończenie wiele odpływów o temperaturach różniących się od siebie nieskończenie mało, a ciepło to należałoby ponownie do obiegu, zatem do kotła, doprowadzać przy tych samych temperaturach, różniących się od siebie nieskończenie mało. Oczywiście, że takie urządzenie o nieskończenie wielu regeneratach nie daje się zrealizować, jeżeli jednak całkowity spadek temperatur podzielimy nie na nieskończenie wiele stopni, ale, przy [uwzględnieniu oporów przy przenikaniu ciepła przez ścianki, na 4 do 6, zbliżymy się w każdym razie do urządzenia wzorowego.

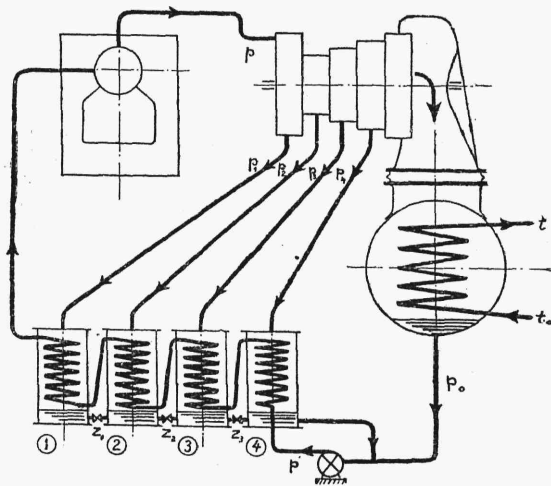
Schematycznie przedstawia urządzenie do regeneracji ciepła rys. 22. Widzimy tu turbinę z odbiorem pary, z tą jednak różnicą, że odbiór pary odbywa się nie w jednym, lecz w kilku stopniach, w danym wypadku — w czterech, przy różnych, coraz niższych ciśnieniach. Para turbinę dostaje się do podgrzewaczy, w których oddaje ciepło parowania skroplinom, dostarczonym do kotła ze skraplacza przy pomocy pom-

py, przyczem w poszczególnych podgrzewaczach temperatura tych skroplin jest prawie równa temperaturze nasycenia pary grzejnej. Para pobierana z turbiny do podgrzewania skroplin posiada w każdym z podgrzewaczy inne ciśnienie $p_1 > p_2 > p_3 > p_4$, które można utrzymać dzięki zastosowaniu odpowiednich zaworów z_1, z_2, z_3 .

Korzyści takiego stopniowego podgrzewania wody zasilającej kocioł przy pomocy pary pobieranej z turbiny polegają na tem, że para wykonawszy pracę, odpowiadającą spadkowi temperatur czy ciśnień w danym stopniu, oddaje ciepło parowania nie wodzie chłodzącej skraplacz, co stanowiłoby stratę, ale wodzie zasilającej, zatem ciepło pozostaje w obiegu; po-
zatem, jeżeli pominiemy spadek temperatur, potrzebny do pokonania oporu przy przenikaniu ciepła przez metalowe ściany rur, oddawanie ciepła odbywa się bez strat na temperaturze czyli mamy znaczne zbliżenie się do silnika idealnego z regeneracją ciepła.

Oczywista rzecz, że, przy ogrzaniu wody zasilającej niemal do temperatury parowania w kotle, ilość wytwarzanej pary przy danej powierzchni ogrzewanej staje się większa, a przeto wielkość kotła może być zmniejszona. Poza-
tem zbędnym się staje ekonomizer, ogrzewany przy pomocy spalin, które w tym wypadku uchodziłby musiały nazewnątrz z wysoką temperaturą, powiększając straty kominowe. Aby tych strat uniknąć, należy ciepło tkwiące w spalinach zużytkować.

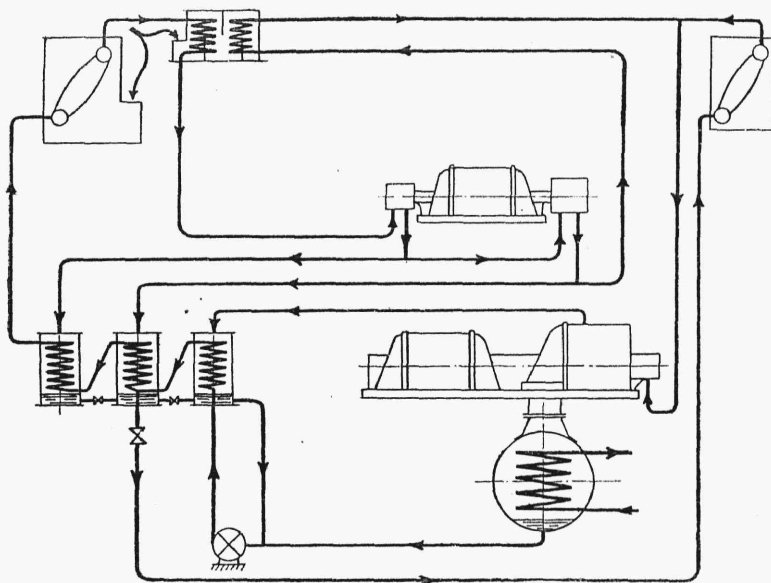
Konieczność wykorzystania ciepła spalin nasuwa możliwość użycia ich do podgrzewania powietrza, dopływającego do paleniska, a przez to uzyskujemy podniesienie temperatury spalania, więc dostarczanie ciepła do obiegu w warunkach o wiele korzystniejszych. Tu jednak występują trudności techniczne, mianowicie użycie żeliwnych rusztów, ulegających szybkiemu zużyciu, nawet w dzisiaj stosowanym układzie mimo chłodzenia zimnem powietrzem dopływającym do paleniska, przy podniesieniu temperatury — stałoby się wręcz niemożliwe. Trudności tych, występujących przy podgrzewaniu powietrza, niema przy stosowaniu opalania płynnem paliwem, a przedewszystkiem pyłem węglowym. Przy tej metodzie



Rys. 22.

opalania już nic nie stoi na przeszkodzie podgrzewaniu powietrza kosztem ciepła gazów kominowych.

Układ, przedstawiający możliwość połączenia racjonalnego stosowania wysokich ciśnień, regeneracji ciepła i opalania pyłem węglowym, przedstawia schemat na rys. 23. Para o ciśnieniu 100 at z kotła, opalanego pyłem węglowym, dostaje się do przegrzewacza, opalanego również w ten sam sposób, skąd przepływa do turbiny wysokoprężnej z regeneracją ciepła. Turbina jest zbudowana o kilku stopniach ciśnienia i umieszczona w dwóch osłonach, między którymi znajduje się generator elektryczny. Po przejściu przez turbinę wysokoprężną, para przegrzewa się ponownie, poczem



Rys 23.

łączy się z parą, dopływającą z kotła średnioprężnego i zasila normalną średnioprężną turbinę z kondensacją. Z poszczególnych stopni ciśnień obu turbin pobierana jest para, która ogrzewa skropliny z kondensatora aż do temperatury pary wysokoprężnej w sposób, że tak powiem, ciągły, bez strat na temperaturze, wskutek dostosowania temperatury pary grzejnej do ciągle podnoszącej się temperatury skroplin.

Tych kilka przykładów wskazuje bodaj ogólnie rolę wysokich ciśnień pary w budowie silników oraz wyjaśni, że zadanie to czeka jeszcze na ostateczne rozwiązanie, zależne od wspólnych wysiłków w kilku, choć pokrewnych, dziedzinach techniki.