

PRZEGLĄD TECHNICZNY

Dobt

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

T R E Ś Ć :

Obecny stan budowy turbin parowych, nap. Dr. Inż. Wiesław Chrzanowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Równanie spalania. Paliwa stałe i ciekłe, nap. Inż. H. Krakowiak.

Zasady pracy i budowy pieców, ze szczególnem uwzględnieniem hutnictwa żelaza (dok.), nap. Inż. Z. Warczewski.

Przegląd pism technicznych.

Bibliografja.

S O M M A I R E :

Progrès récents réalisés dans la construction des turbines à vapeur (à suivre), par M. W. Chrzanowski, Dr. ès. sc. techn., Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.

L'équation de la combustion pour les combustibles solides et liquides, par M. H. Krakowiak, Ingénieur mécanicien.

Principes du travail et de la construction des fours industriels, en particulier des fours sidérurgiques (suite et fin), par M. Z. Warczewski, Ingénieur mécanicien.

Revue documentaire.

Bibliographie.

Obecny stan budowy turbin parowych^{*)}.

Napisał Dr. Inż. Wiesław Chrzanowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Współczesna turbina parowa nie różni się zasadniczo od dawniejszej. Tak jak dawniej, mamy i obecnie turbiny akcyjne, reakcyjne i posiadające stopniowanie prędkości oraz kombinacje powyższych rodzajów. W turbinach akcyjnych odbywa się rozprężanie pary tylko w łopatkach kierowniczych przy stosunkowo niewielkich stratach, natomiast wykonywanie pracy w łopatkach wirnikowych połączone jest z poważniejszymi stratami. Ostatnie są mniejsze przy przepływie przez wieńce łopatkowe turbin reakcyjnych, ponieważ rozprężanie pary odbywa się tak w łopatkach kierowniczych, jak i wirnikowych, skutkiem czego prędkości pary są jednostajniejsze. Straty szczelinowe są natomiast większe w turbinach reakcyjnych, niż w akcyjnych.

Zapomocą stopniowania prędkości (np. w turbinie Curtis'a), którego główną zaletą jest opanowanie dużego spadku ciepłota, a zatem poważne zmniejszenie kosztów budowy silnika oraz znaczne zmniejszenie ciśnienia i temperatury pary dolotowej przed dopływem do kadłuba turbiny, — nie można uzyskać dobrej sprawności. Turbiny o stopniowaniu prędkości buduje się obecnie tylko dla niewielkiej mocy, lub też używa się koła Curtis'a jako stopnia regulacyjnego w turbinach kombinowanych z akcyjną, względnie reakcyjną częścią niskoprężną, zwłaszcza przy mocy mniejszej lub bardzo wysokim ciśnieniu pary dolotowej.

Pomimo że reakcyjne turbiny promieniowe Ljungstroema znalazły w ostatnich latach większe rozpowszechnienie, to jednak rolę dominującą od-

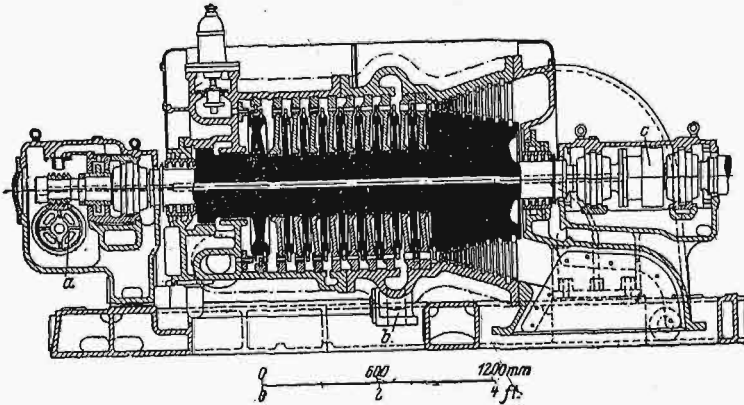
grywiają obecnie turbiny osiowe. Rzadko buduje się jako turbiny czysto reakcyjne lub czysto akcyjne, mianowicie jako czysto reakcyjne tylko przy bardzo dużych jednostkach, w których straty szczelinowe nie są duże i które ze względu na wielki kapitał zainstalowany pracują zwykle pod pełnym obciążeniem, wskutek czego nie uwydatnia się ujemnie wpływ jedynie możliwej regulacji jakościowej. Natomiast prawie wszystkie współczesne turbiny akcyjne pracują z pewnym, choć niewielkim stopniem reakcyjności, mniejszym w części wysokoprężnej, większym w części niskoprężnej. Osiąga się przez to zmniejszenie strat rozprężania oraz korzystniejsze działanie pary na łopatki, ponieważ przy reakcyjności długość ich po stronie wylotowej nie jest tak znacznie większa od długości po stronie wlotowej. Większość współczesnych turbin parowych osiowych jest typu kombinowanego: 1 koło Curtis'a lub 1 względnie 2 koła akcyjne o dużej średnicy, jako stopień regulacyjny, a następnie wielostopniowa turbina reakcyjna lub wielostopniowa akcyjna z małym stopniem reakcyjności, lub też za stopniem regulacyjnym 3 do kilkunastu stopni akcyjnych i kilkanaście stopni reakcyjnych.

Ponieważ niezawodność biegu odgrywa nie mniejszą rolę od sprawności silnika, przeto przy wyższych ciśnieniach i w turbinach o średniej mocy fabryki stosują często typ ostatnio wymieniony; osiąga się bowiem wówczas dłuższe łopatki reakcyjne, przy których straty szczelinowe są mniejsze i nie zachodzi obawa zatarcia się łopatek z powodu zbyt małych szczelin. Najlepszym na to dowodem jest turbina przedstawiona na rys. 1 o mocy 1 500 kW przy 3000 obr./min, wykonana przez Tow. Akc.

^{*)} Wykład wygłoszony na Kursach uzupełniających dla Inżynierów, zorganizowanych w r. b. przez SIMP.

20. 254/53

Parsons'a, które dawniej budowało wyłącznie turbiny reakcyjne.



Rys. 1.

Turbina kombinowana budowy Tow. Akc. Parsons'a, o mocy 1500 kW.

Ze względu na różnorodne warunki pracy (kondensacja, przeciwprężność, pobieranie pary), ze względu na bardzo różniące się stany pary przed turbiną i różną temperaturę wody chłodzącej, oraz ze względu na bardzo różniącą się moc turbozespołów nie powstała masowa produkcja turbin parowych, którą przepowiadali wybitni konstruktorzy jeszcze przed 20-tu laty, gdy stosowano prawie wyłącznie ciśnienie kotłowe 14 do 16 at przy temperaturze 300° do 350° C. Dziś projektuje się turbiny parowe tak samo, jak konstruowano przed 25-ciu laty wielkie maszyny parowe. Są więc pewne typy, a rzeczą konstruktora jest projektowanie tego rodzaju, aby przez odpowiedni dobór typów możliwie zmniejszyć koszty modeli odlewniczych, na czym jednakże powinna ucierpieć jak najmniej sprawność silnika. Masowa produkcja ogranicza się naogół tylko do łopatek i części regulacyjnych turbiny.

Zmiany w budowie turbin parowych, które nastąpiły w ostatnim dziesięcioleciu, obejmują:

I. Polepszenie sprawności turbiny przez zmniejszenie strat hydraulicznych przy przepływie pary przez turbinę i liczne ulepszenia konstrukcyjne.

II. Polepszenie sprawności całej instalacji silnikowej przez podwyższenie ciśnienia i temperatury pary.

III. Zmniejszenie kosztów inwestycyjnych.

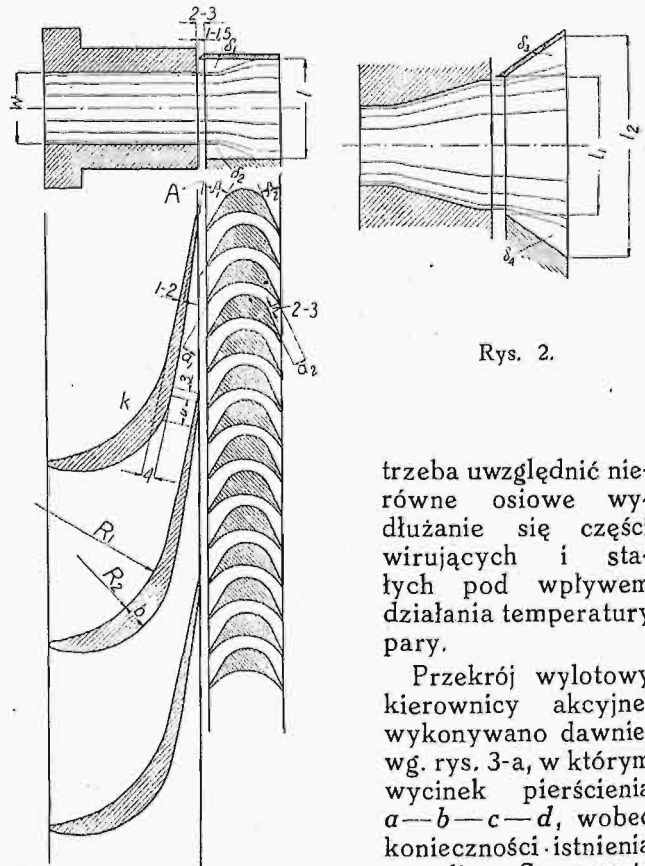
W powyższej kolejności zamierzam omówić najważniejsze zmiany charakterystyczne, które dają nam obraz współczesnej turbiny parowej, w szczególności osiowej.

I. Polepszenie sprawności turbiny.

Osiągnięcie lepszej sprawności turbiny, uzyskane przez zmniejszenie strat przy przepływie pary przez dysze, względnie kierownice, strat w szczelinach pomiędzy kierownicami i wirnikami, strat przy dopływie pary do łopatek wirnikowych i przy przepływie jej przez nie, oraz przy przepływie pary z jednego stopnia ciśnienia do drugiego, czyli przy przepływie przez całość turbiny oraz odpływie przez króciec wylotowy.

Straty w kierownicach zmniejszono przede wszystkim przez obróbkę całkowitą kanałów przepływowych przy łopatkach niższych od około 50 mm, przez stosowanie takich kształtów łopatek, które nie wywołują wirów z powodu zbyt raptownych zmian kierunku prądu pary, — dalej przez wykonywanie kanałiku łopatkowego o możliwie dużym przekroju, zwiężającym się dopiero przy równoległym prowadzeniu, wynoszącym około 3 mm (patrz rys. 2), oraz przez stosowanie przy parze o wysokim ciśnieniu, posiadającej duży ciężar właściwy, niewielkiej prędkości pary. Dzięki ostatniej, zwiększa się długość łopatek wirnikowych, względnie zwiększa się w turbinach akcyjnych stopień zasilania wirnika, wpływający dodatnio na zmniejszenie strat wentylacji. Równocześnie wykonywa

się łopatkę kierowniczą po stronie wylotowej bardzo cienką, nawet w turbinach akcyjnych ścina się ją do 1 mm, aby strumienie pary, wypływające z dwóch sąsiednich kanałików kierowniczych, łączyły się w jeden strumień w szczelinie pomiędzy łopatkami kierowniczymi i wirnikowymi (patrz A na rys. 2), lub też pozostawiały niewypełnioną przestrzeń o szerokości najwyżej 1 mm. Z tej przyczyny, jak i ze względu na niezawodność biegu silnika, wspomniana szczelina musi wynosić 2 do 3 mm, przyczem



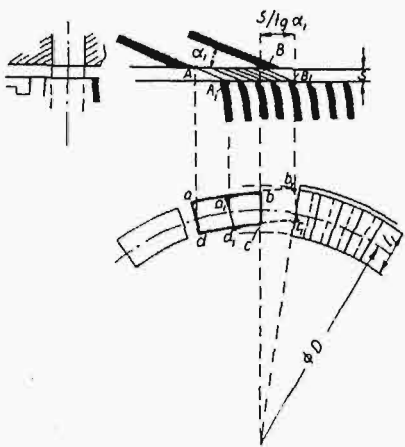
Rys. 2.

trzeba uwzględnić nierówne osiowe wydłużanie się części wirujących i stałych pod wpływem działania temperatury pary.

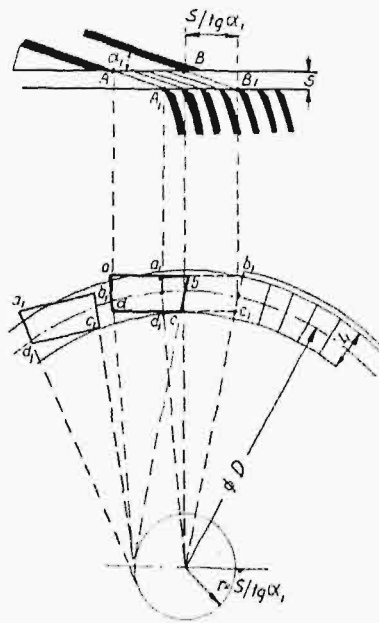
Przekrój wylotowy kierownicy akcyjnej wykonywano dawniej wg. rys. 3-a, w którym wycinek pierścienia $a-b-c-d$, wobec konieczności istnienia szczeliny S, rzutuje się na powierzchni wlotowej wirnika jako $a_1-b_1-c_1-d_1$. Celem uchwycenia strumienia parowego, określonego wycinkiem $a_1-b_1-c_1-d_1$, kanałiki łopatkowe wirnika musiały otrzymać wysokość l_1 , a strumień pa-

rowy nie wypełniał ich całkowicie, skutkiem czego powstawały straty przez wiry; — oprócz tego następowało rozbijanie strumienia o łopatki wirnika, bo nie były one równoległe do a_1-d_1 , względnie b_1-c_1 . Ostatnią wadę usunęła fabryka Escher-Wyss (rys. 3b), wykonując boczne ścianki kanału

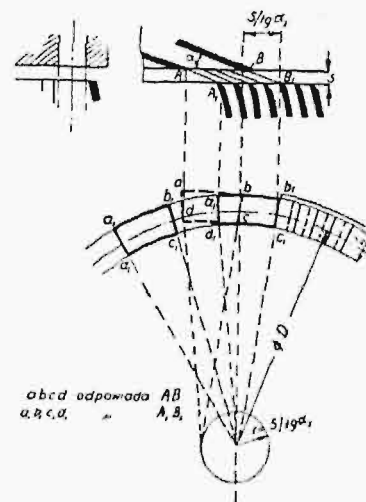
rzystniejszego, wynoszącego 0,5, kąt wlotowy β_1 łopatki wirnikowej może przy regulacji ilościowo-jakościowej o większej liczbie zaworów regulacyjnych równać się teoretycznemu dla obciążenia najekonomiczniejszego, które wynosi zwykle 0,75 do



Rys. 3a.



Rys. 3b.

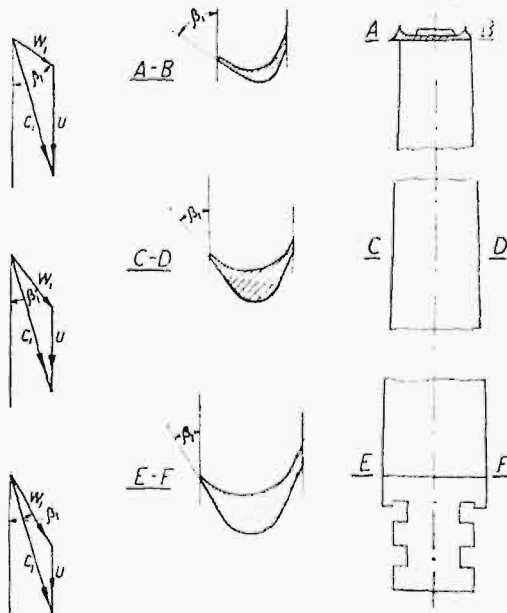


Rys. 3c.

kierowniczego $a-d$ oraz $b-c$ stycznie do koła o promieniu $r = S : \text{tg} \alpha_1$, zatoczonego ze środka tarczy kierowniczey. Pomimo zastosowania, ze względu na ułatwienie obróbki, prostokątnego przekroju wylotowego, osiągnięto znaczne zmniejszenie wysokości łopatek l_1 oraz lepsze wypełnienie kanału łopatkowego wirnika. Jeszcze korzystniejszą budowę przedstawia rys. 3-c. Boczne ścianki $a-d$ oraz $b-c$ przekroju wylotowego kanału kierowniczego są tak samo wykonane jak na rys. 3-b, a górna i dolna ścianka są zatoczone łukiem ze środka kierownicy. Dzięki temu kanał łopatkowy wirnika zostaje całkowicie wypełniony strumieniem parowym, bo łopatkę jego można wykonać nieznacznie dłuższą od kierowniczey.

0,8 mocy największej. Przy mniejszym obciążeniu zwiększa się bowiem znacznie spadek adyabatyczny, czyli zmniejsza się stosunek $u : c_1$, oraz zmniejsza się teoretyczny kąt β_1 . Przy regulacji jakościowej natomiast poleca się w pierwszym stopniu ciśnienia wykonać kąt wlotowy β_1 o 2" do 3" większy od teoretycznego. W następnych stopniach ciśnienia zmniejsza się przy zmniejszeniu obciążenia spadek adyabatyczny, skutkiem czego wykonywa się w nich kąt β_1 o 3" do 6" większy od teo-

Ponieważ duża szczelina osiowa (2 do 3 mm) mogłaby w turbinach akcyjnych z dużymi szczelinami promieniowymi spowodować uchodzenie zbyt dużej ilości pary poza łopatkami, przeto bandaż łopatek wirnikowych zbliżony jest do kierownicy na odległość 1 do 1,5 mm, a ze względu na niezawodność biegu posiada ostre ścięcie (rys. 2). Przy dopływie do wieńca wirnikowego uwzględnia się obecnie szereg rzeczy. Przedewszystkiem przedłużenia ścianki wewnętrznej i zewnętrznej łopatki wirnika powinny zbiegać się w szczelinie pomiędzy kierownicą i wirnikiem (rys. 2), aby uniknąć rozbijania strumienia parowego. Krawędź początkowa nie powinna być zbyt ostra, tylko powinna być lekko zaokrąglona, bo z ostrej krawędzi tworzy się po krótkim okresie pracy rodzaj piły, wpływającej ujemnie na sprawność turbiny. Pochylenie początku grzbietu łopatki wirnikowej różni się względem teoretycznego pochylenia, wynikającego z trójkąta prędkości, zależnie od stopnia ciśnienia turbiny. W akcyjnym stopniu regulacyjnym, w którym stosunek $u : c_1$, t. j. prędkość obwodowa: prędkość pary, powinien zbliżać się do teoretycznie najko-



Rys. 4. Przekroje „zwinętej” łopatki.

retycznego, aby uniknąć hamującego wpływu uderzenia pary o grzbiet łopatki. Z ostatniego względu wykonywa się też w turbinach osiowych łopatki wirnikowe zwinęte (rys. 4) przy długości

powyżej około 170 mm, t. j. kąt wlotowy β_1 jest przy stopie łopatki mniejszy, a zwiększa się stopniowo w kierunku zewnętrznego obwodu wirnika w miarę zwiększania się prędkości obwodowej. Zewnętrzny widok takiej łopatki widzimy na rys. 5. Oczywiście, przy ustalaniu teoretycznego kąta β_1 dla poszczególnych średnic nie można pominąć kąta zapasowego na uderzenie.



Rys. 5.
Zwięte łopatki wirnikowe.

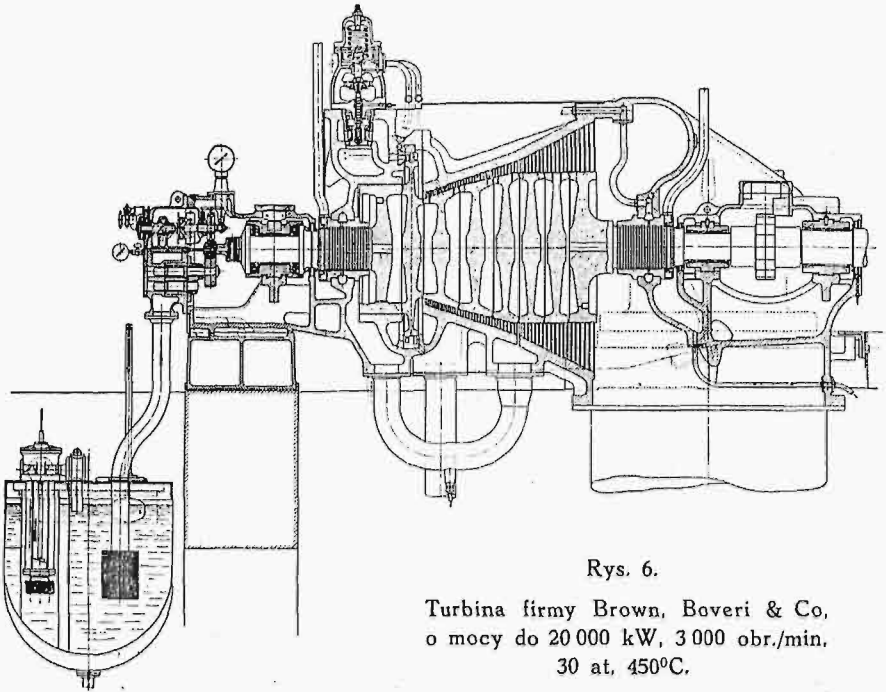
Hamujący wpływ uderzenia wody o grzbiet łopatki uwydatnia się najujemniej w ostatnich stopniach ciśnienia, w których pracuje para wilgotna. We wszystkich współczesnych turbinach o większej mocy zastosowuje się środki do odprowadzania tej wody z turbiny. Niestety, środki używane okazały się niewystarczające. Woda zostaje odrzucana do obwodu zewnętrznego i uderza z powodu swej mniejszej prędkości o grzbiet łopatki, wy-

wołując jednocześnie nadmierną erozję łopatek. Celem umożliwienia lepszego odpływu wody, stosuje się obecnie w turbinach, które nie wymagają uchwycenia strumienia parowego przez ograniczony bandażem kanalik łopatkowy, wzajemne usztywnienie nawet bardzo długich łopatek wirnikowych tylko zapomocą przylutowanych drutów. Równocześnie kąt zapasowy na uderzenie powiększa się tutaj, zwłaszcza na zewnętrznym obwodzie, do 8° a nawet do 10°.

Straty przy przepływie przez kanalik łopatkowy wirnika zależą, oprócz dobrania odpowiedniej podziałki łopatek i prędkości pary, od długości, kształtu i szerokości łopatki. Chcąc osiągnąć dobrą sprawność, nie można stosować w turbinach akcyjnych, ze względu na straty tarcia, krótszych łopatek wirnikowych od 15 mm, a w osiowych turbinach reakcyjnych z uszczelnieniem promieniowym, ze względu na straty szczelinowe, krótszych łopatek od 30 mm.

Para powinna wypełniać kanał łopatkowy na całej jego wysokości. Aby zapobiec stratom (rys. 2), uwidocznionym przy δ_1 i δ_2 , łopatka wirnikowa po stronie dolotowej powinna być tylko nieznacznie dłuższa od poprzedzającej ją łopatki kierowniczej, a powiększenie długości łopatki po stronie wylotowej w stosunku do wlotowej powinno być tylko tak duże, aby strumień pary wypełniał całą wysokość kanalik łopatkowego bez pozostawiania luk δ_3 i δ_4 . Celem uczynienia zadość tym warunkom, jesteśmy w wielu wypadkach zmuszeni stosować bandaże stożkowe, które ze względu na fabrykacyjnych są kosztowne. Szerokość łopatki musi

być tak duża, aby zmiana kierunku strumienia parowego nie była zbyt raptowna i aby tarcie z powodu za dużej szerokości łopatki nie powodowało dużych strat. Po stronie wylotowej pożądane jest równoległe prowadzenie strumienia pary choć na 2 mm, jeśli przepływa on bezpośrednio do drugiego stopnia ciśnienia lub prędkości.



Rys. 6.
Turbina firmy Brown, Boveri & Co,
o mocy do 20 000 kW, 3 000 obr./min,
30 at, 450°C.

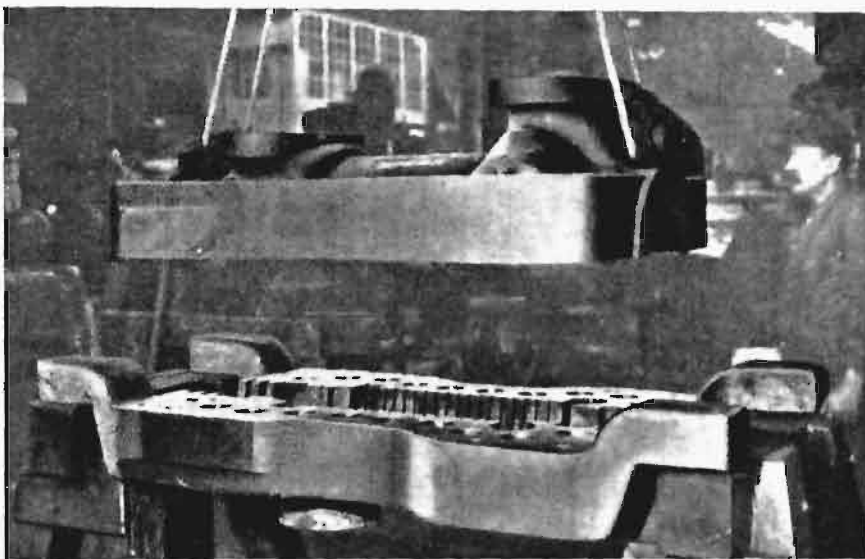
Na zmniejszenie strat wewnętrznych turbiny wpływa w poważnej mierze prawidłowy przepływ pary przez turbinę jako całość. Trzeba więc unikać uskoków średnic za poszczególnymi stopniami ciśnienia, względnie za grupami kilku stopni ciśnienia, bo powstają wówczas nie tylko straty przez wiry pary, lecz równocześnie dodatkowe straty wylotowe za każdym uskokiem. We współczesnej turbinie parowej straty wylotowe powinny zachodzić tylko w ostatnim stopniu ciśnienia i w stopniu regulacyjnym, o ile turbina go posiada. Jako przykład prawidłowego przepływu pary przez całą turbinę przy należytych doborze średnic wieńców wirnikowych dla otrzymania wymaganej długości łopatek, może posłużyć rys. 6, przedstawiający turbinę firmy *Brown-Boveri* o mocy aż do 20 000 kW przy $n = 3000$ obr./min, ciśnieniu aż do 30 at i temperaturze do 450° C. Turbina ta jest także interesująca ze względu na budowę wirników, spawanych w wieńcach. We współczesnej turbinie parowej straty wylotowe wynoszą w wykonaniu europejskiem 0,5% do 3%, a w amerykańskim 5% do 6% całkowitego spadku cieplnego przy obciążeniu najekonomiczniejszym. Polepszenie sprawności turbiny przez usunięcie tłoka odciążającego stosowane jest już od szeregu lat.

II. Polepszenie sprawności całej instalacji parowej.

Powyższe udoskonalenia osiągnięto przede wszystkim przez bardzo znaczne podwyższenie ciśnienia i temperatury pary dolotowej. Zmiana ta wywarła duży wpływ na rozwój konstrukcyjny turbiny i spowodowała jednocześnie różne, poważ-

ne trudności, które przy niskich ciśnieniach i temperaturach prawie nie zachodziły. Omówię je w zależności od rodzajów turbin.

Najpierw poruszę turbiny kondensacyjne, w których stosowanie bardzo wysokiego ciśnienia jest pod względem ekonomicznym racjonalne jedynie przy jednostkach o bardzo dużej mocy. W turbinach o mocy powyżej 25 000 kW moż-



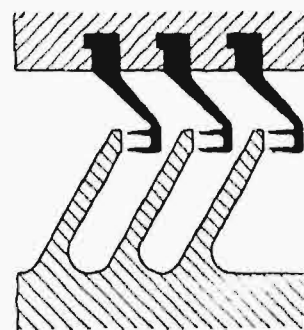
Rys. 7. Kadłub turbiny układany na łapach, spoczywających na płycie fundamentowej w osi geometrycznej silnika.

na uważać ciśnienia 28 do 55 at już za wprowadzone, a możliwe, że po opanowaniu trudności i po zmniejszeniu kosztów konserwacji osprzętu kotłowego i rurociągów, będziemy uważali za właściwe stosować w tych wypadkach 100 at. Natomiast temperatura pary dolotowej nie powiększyła się znacznie w stosunku do dawniej używanej.

Ciekawe, że zmiana ciśnienia i temperatury poszła w innym kierunku w Ameryce i w innym w Europie. W Ameryce stosuje się w nowych wielkich centralach przy jednostkach turbinowych 100 000 kW ciśnienia 100 at, lecz temperaturę tylko 380° C, a najwyżej 400° C. Skutkiem tego powstaje, w celu uniknięcia nadmiernej wilgotności pary w niskoprężnej części turbiny kondensacyjnej, konieczność stosowania podwójnego przegrzewania. Ostatnie uskutecznia się zwykle w kotłowni, prowadząc do niej parę z końca lub z pewnej części kadłuba wysokoprężnego. Wymaga to ze względu na dużą objętość pary rur o dużych przekrojach, więc kosztownych, oraz komplikujących całość instalacji rurociągów, skutkiem czego dozór instalacji jest uciążliwy i kosztowny. W Europie natomiast podwyższenie ciśnienia kotłowego naogół nie jest tak duże, bo waha się pomiędzy 28 i 55 at, natomiast temperatura pary wynosi zwykle powyżej 400° C i dochodzi do 480° C. Skutkiem tego można przy używanych ciśnieniach uniknąć podwójnego przegrzewania pary, które posiada w Europie mało zwolenników.

Wysokie ciśnienie i wysoka temperatura pary dolotowej zmusiły konstruktora, ze względu na niezawodność pracy silnika, do umieszczenia wirników w kilku kadłubach, aby zapobiec zbyt du-

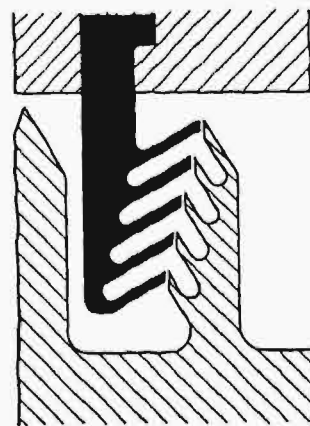
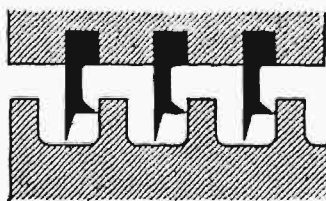
żemu spadkowi temperatury w jednym odlewie, — do nadawania kadłubom kształtów możliwie prostych, zapobiegających odkształceniom szkodliwym i umożliwiającym swobodne wydłużanie się. Ze względu na ostatnie jest bardzo korzystne ułożenie kadłuba na łapach, spoczywających na płycie fundamentowej w osi geometrycznej silnika (rys. 7). Kadłub wysokoprężny wykonywa się przy parze aż do 400° C ze staliwa wyżarzzonego jak najstaranniej według specjalnych przepisów, o granicy plastyczności (płynności) przy 400° C najmniej 18 kg/mm², a przy wyższych temperaturach dodaje



Rys. 8. Dławnica z uszczelnieniem osiowym f-my Westinghouse.

się molibdenu. Nawet przy najwyższych ciśnieniach dzieli się obecnie kadłub w osiowej płaszczyźnie poziomej, a celem zapewnienia szczelności używa się do połączenia śrub długich, które przed dociągnięciem nakrętek podgrzewa się w sposób elektryczny.

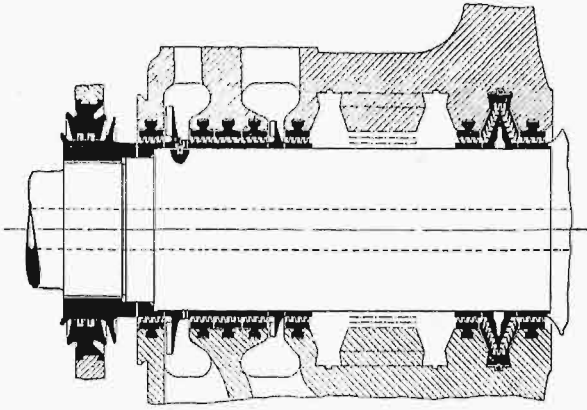
Największą trudność konstrukcyjną przy wysokich ciśnieniach i temperaturach sprawiają dławnice, które wykonywa się zwykle jako grzebieńniaste. Przy uszczelnieniu ze szczeliną promieniową zachodzą wówczas, zwłaszcza w turbinach pracujących z częściowym zasilaniem pierwszego wirnika, łatwo odkształcenia pierścieni dławnicy, spowodowane nierównym wydłużaniem się dużej masy tychże pierścieni, a przyczyniające się do zatarcia się ich o wał. Z tej przyczyny stosuje się obecnie po stronie wysokoprężnej, przy umieszczeniu łoża stopowego po tej stronie, przeważnie dławnice z



Rys. 9. Dławnica firmy Vickers z uszczelnieniem osiowym.

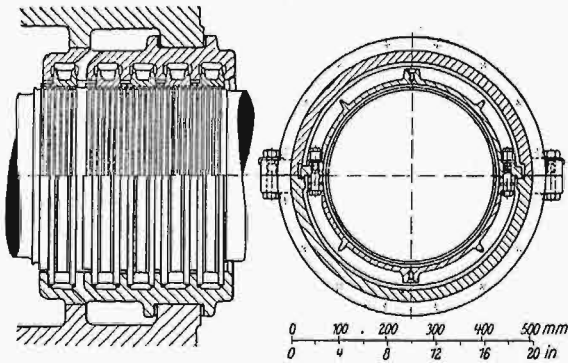
stopowego po tej stronie, przeważnie dławnice z

uszczelnieniem osiowym. Jako przykłady, mogą służyć: rys. 8 (dławnica firmy *Westinghouse*), rys. 9 (dławnica firmy *Vickers*) i rys. 10, przedstawiający dławnicę *Pierwszej Berneńskiej Fabryki* z u-



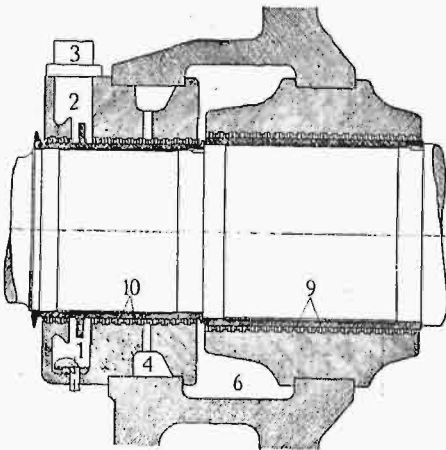
Rys. 10. Dławnica *Pierwszej Berneńskiej Fabryki* z uszczelnieniem promieniowo-osiowym.

uszczelnieniem promieniowo-osiowym. Przy dławnicach z uszczelnieniem promiennym trzeba albo umożliwić swobodne ustawianie się tulejki grzebieni-



Rys. 11. Dławnica z uszczelnieniem promiennym firmy *A. E. G.*

niastej, jak to czyni *Tow. A. E. G.* (rys. 11), lub trzeba stosować bardzo małą masę grzebieni, jak to wykonywa za wzorem *Ljungstroema* firma *Brown-Boveri* (rys. 12). Pewna liczba wytwórni



Rys. 12. Dławnica *Ljungström-Brown, Boveri*.

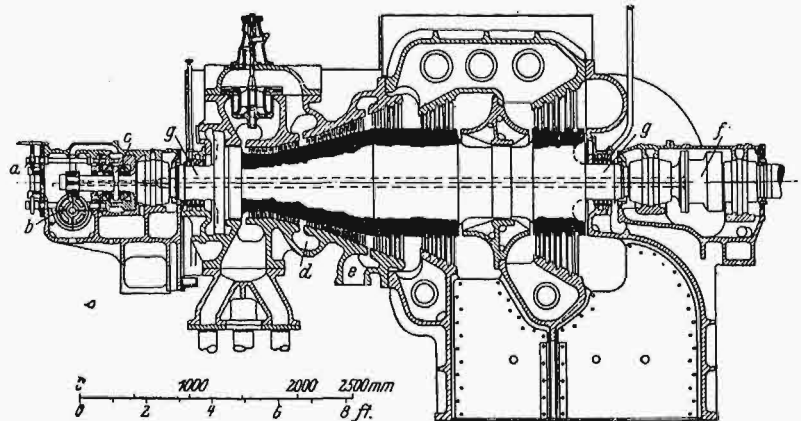
dąży do używania dławnic węglowych przy najwyższych ciśnieniach i temperaturach, np. *Sp. Akc. Oerlikon*.

Osiągnięcie bardzo dużej mocy w jednym silniku przy określonej dużej liczbie obrotów ograniczone jest możliwością wykonania prądnicy, bo konstruktor turbiny może duże objętości pary opłynać przez zastosowanie podwójnego, potrójnego lub poczwórnego przepływu pary przez cylinder, względnie cylindry niskoprężne. Jako moc krańcową turbiny dla pojedynczego przepływu pary można uważać 12 000 kW, a przy wysokim ciśnieniu 20 000 kW przy $n = 3000$ obr/min, dla której to liczby obrotów wykonano już turbiny przy kilkakrotnym odpływie pary o mocy 60 000 kW. Największa dotychczas osiągnięta moc w jednym silniku z trzema prądnicami przy użyciu jednego cylindra wysokoprężnego i dwóch równolegle pracujących cylindrów niskoprężnych, wynosi 208 000 kW przy $n = 1800$ obr/min; -- turbinę tę zbudowała firma *General Electric Co* dla $p_1 = 42,2$ atn, $t_1 = 388^\circ \text{C}$, $p_2 = 0,0345$ ata, a posiada ona podwójne przegrzanie.

Następujące konstrukcje, których rysunki podane są według katalogów firm wymienionych, względnie według publikacji inż. *Baumanna* w czasopiśmie firmy *Vickers*, przedstawiają typy turbin kondensacyjnych, jakie stosuje się obecnie dla większej mocy oraz wysokich ciśnień i temperatur.

Turbiny reakcyjne widzimy na rys. 13, 14 i 15. Rys. 13 uwidoczni turbinę jednokadłubową fabryki *Parsons'a* o mocy 12 000 kW przy $n = 3000$ obr/min z osiowym uszczelnieniem łopatek, nastawem zapomocą przyrządu *a*. Turbina posiada dławnicę węglową, łożo stopowe *c* systemu *Michell'a*, pobieranie pary do podgrzewania wody zasilającej przy *e*, widoczny na rysunku zawór na przeciążenie, który komplikuje odlew kadłuba, oraz podwójny, jednakże jednokierunkowy przepływ pary przez ostatnie stopnie ciśnienia. Kształt kadłuba jest zawyżony i może wzbudzać wątpliwości co do trwałości przy stosowaniu wyższych temperatur. Wał wykonany z bębnum i tlokiem odciążającym z jednego kawała.

Dwukadłubową turbinę tej samej wytwórni o mocy największej 30 000 kW przy $n = 3000$

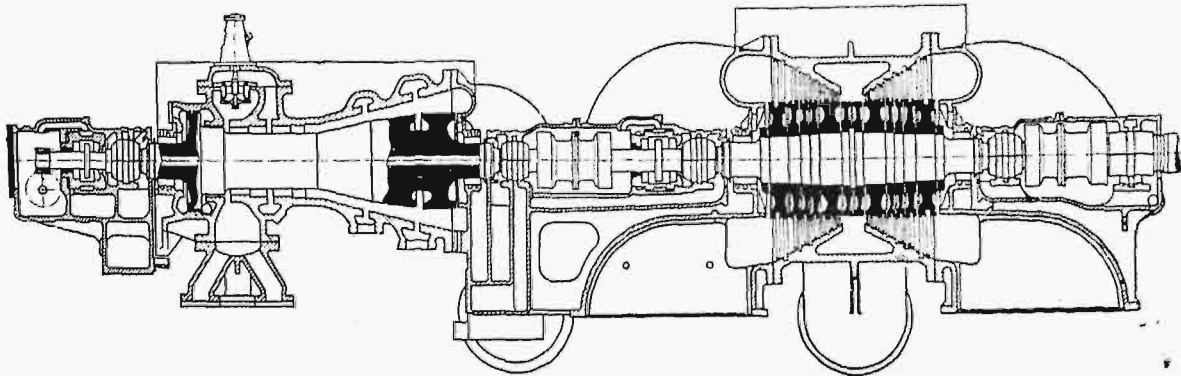


Rys. 13. Reakcyjna turbina jednokadłubowa *Parsons'a* o mocy 12000 kW przy 3000 obr./min.

obr/min, uruchomioną w r. 1931, widzimy na rys. 14. Zbudowana dla mocy najekonomiczniejszej 24 000 kW, ma ona pracować przy $p_1 = 24,6$ atn, $t_1 =$

399° C, $p_1 = 0,0448$ ata. Wał części wysokoprężnej tworzy jedną całość z bębniem i z tlokiem odciążającym, a w części niskoprężnej, posiadającej dwu-

dolotowej konieczne jest podwójne przegrzewanie pary. W tym celu odpływa ona z kadłuba wysokoprężnego dwiema rurami *a* do kotłowni, skąd po-

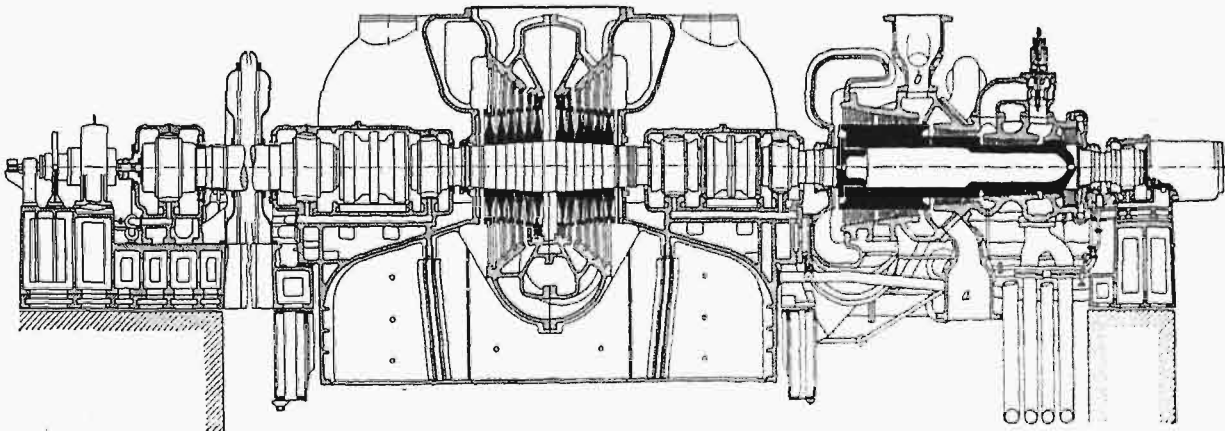


Rys. 14. Dwukadłubowa reakcyjna turbina Parsonsa o mocy najw. 30 000 kW przy 3000 obr./min, 24,6 atn, 399° C.

kierunkowy przepływ pary, łopatki wirnikowe umieszczone są na tarczach. Wały są sztywne.

Budowę dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej z dwukierunkowym przepływem pary w części

wraca rurami *b*, posiadając temperaturę 385° C. Spadek ciśnienia, spowodowany tem przegrzewaniem pary, wynosi około 3 at. Z powodu kanałów prowadzących do zaworu przeciążającego oraz z



Rys. 15. Dwukadłubowa turbina reakcyjna budowy fabr. Allis-Chalmers (U. S. A.) o mocy 65 000 kW, 1800 obr./min., 42,2 atn, 385° C.

niskoprężnej, stosowaną przez fabrykę *Allis-Chalmers*, przedstawia rys. 15. Moc tego silnika wynosi 65 000 kW przy $n = 1800$ obr./min; — para dolotowa posiada 42,2 atn i 385° C, para wylotowa 0,0345 ata. Ze względu na niską temperaturę pary

powodu króćców dla podwójnego przegrzewania, kształt kadłuba wysokoprężnego jest skomplikowany i może wzbudzać obawę o odkształcenie się jego w ruchu. Wały są sztywne, a bęben tworzy jedną całość z wałem po stronie dolotowej.

(d. n.).

Nowe wydawnictwa^{*)}

Księga pamiątkowa ku uczczeniu zasług D-ra h. c. Prof. Maksymiljana Thulliego, wyd. staraniem Wydz. Inżynierji Lądowej i Wodnej Politechniki Lwowskiej i Polsk. T-wa Politechnicznego. Księga zawiera 24 prac i liczy 328 str. Lwów 1932.

Wisła środkowa. Inż. M. Majewski i Inż. T. Tillinger. Ref. na I Nar. Kongres Żeglugi. Wyd. Stow. członków Kongresów gosp. wodnej. Serja B, zes. 3. Str. 43. Warszawa 1932. Cena zł. 3.

^{*)} Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

Port na Żeraniu. Inż. T. Tillinger. Ref. na I Nar. Kongres Żeglugi. Wyd. Stow. członków Kongresów gosp. wodnej. Serja B, zes. 4. Str. 39. Warszawa 1932. Cena zł. 3.

Elektrownia Łódzka, 1907—1932. Zarys historyczny i opis techniczny zakładów elektrowni, wydany dla upamiętnienia 25-letniej jej działalności. Opis wykonany pod kier. dyr. prof. inż. E. Ulmanna i dyr. inż. L. Tołłoczki (str. 74 z licznymi rysunkami), uzupełniony szeregiem tablic rys. i cyfrowych za tekstem. Łódź 1932.

Mémoires de l'Association Internationale des Ponts et Charpentiers. Tom I Str. 517 (40 prac). Zurych 1932.

Premier Congrès International des Ponts et Charpentiers, Paris, 19—25 mai 1932. Publication préliminaire, publiée par le Secrétariat Général à Zurich. Str. 683 (26 prac). Zurych 1932.

Równanie spalania.

Paliwa stałe i ciekłe.

Napisał Inż. H. Krakowiak.

Artykuł poniższy, otrzymany 17 października r. ub., porusza zagadnienie omawiane już w literaturze technicznej, a w szczególności i w naszym piśmie. Ze względu jednak na to, że Autor ujmuje swe wywody w sposób oryginalny, dążąc do ujęcia zjawisk spalania na tle pewnych zależności geometrycznych i wnosząc pewne szczególności dodatkowe, uważamy za właściwe ogłoszenie tej pracy, jako przyczynku do zagadnienia spalania.

Redakcja.

1. Równanie zasadnicze.

Zasadnicze równanie spalania daje się łatwo wyprowadzić przy następującym układzie założeń:

1^o — poszczególne składniki paliwa tworzą nie związki chemiczne, lecz stanowią mieszaninę pierwiastków, wykrytych drogą analizy elementarnej;

2^o — spalaniu podlegają w sposób zupełny lub niezupełny wszystkie palne składniki, zawarte w paliwie. Zakładamy więc, że niema żadnych strat paliwa:

- przez lotny koksik i sadzę,
- przez przesyp rusztowy,
- przez niespalanie węglowodorów;

oraz

3^o — zawartość siarki i azotu w paliwie = 0;

4^o — zawartość wilgoci w powietrzu idącym do paleniska = 0.

Układ tych założeń nazwijmy układem (U).

Uwaga. Założenie c) w punkcie 2^o jest już właściwie zawarte w punkcie 1^o.

Weźmy do rozważań paliwo, w którym analiza elementarna wykryła w 1 kg czystego chemicznie węgla C kg, wodoru H kg oraz tlenu O_s kg:

$$C + H + O_s + \text{popiół} + \text{wilgoć} = 1 \text{ kg},$$

i założmy, że spala się ono na dwutlenek węgla CO₂, tlenek węgla CO i parę wodną H₂O, które mierzyć będziemy jednostkami objętości. W spalinach zatem istnieć muszą tylko związki: CO₂, CO, H₂O oraz tlen i azot powietrza użytego zzewnątrz do paleniska.

Przyjmijmy dalej, że po spaleniu δ kg powyższego paliwa powstaje 100 cm³ suchych spalin (które mogą być pobrane do aparatu Orsata). Wyrażając poszczególne składniki spalin w cm³ — a więc jednocześnie i w % — mamy:

$$CO_2 + CO + O_2 + N_2 = 100 \text{ cm}^3 = 100\% \dots (1)$$

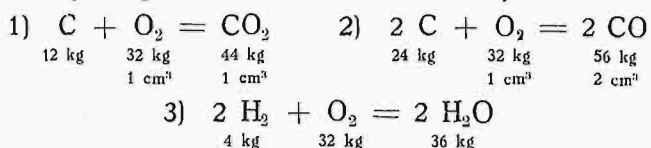
Przez O₂ należy rozumieć nadmiar tlenu w cm³, powstały wskutek użycia większej jego ilości do spalania, niż to wynika z obliczeń stechiometrycznych:

$$O_2 = O_{\text{rzecz.}} - O_{\text{teor.}}$$

Przez N₂ należy rozumieć w cm³ azot powietrza. Zgodnie z punktem 4^o układu założeń (U), jest:

$$N_2 = \frac{79}{21} O_{\text{rzecz.}} = \frac{79}{21} [O_{\text{teor.}} + O_2].$$

Wyznaczamy ilość tlenu teoretycznie potrzebnego do spalania δ kg paliwa. Ilość tę O_{teor.} obliczamy na podstawie równań chemicznych:



i zakładamy, że k - ta część czystego węgla w δ kg paliwa spala się na CO₂, pozostała zaś (1 - k) - ta część węgla — na CO.

do spalenia . . . na	potrzeba teoretycznie tlenu		ciężar wł. tlenu w kg/cm ³
	w kg	w cm ³	
k δ C CO ₂	$\frac{8}{3} k \delta C$	CO ₂	$\frac{8 k \delta C}{3} \cdot \frac{1}{CO_2}$
(1 - k) δ C . . CO	$\frac{8}{3} (1 - k) \delta C$	$\frac{CO}{2}$	$\frac{8 (1 - k) \delta C}{6} \cdot \frac{2}{CO}$
δ H H ₂ O	8 δ H	$\frac{8 \delta H}{\frac{8}{3} k \delta C} \cdot CO_2$	
- δ O _s .	- δ O _s	$-\frac{\delta O_s}{\frac{8}{3} k \delta C} \cdot CO_2$	
	$\Sigma = O_{\text{teor.}}$		

Stąd:

$$O_{\text{teor.}} = CO_2 + \frac{CO}{2} + \frac{8H}{\frac{8}{3} k C} \cdot CO_2 - \frac{O_s}{\frac{8}{3} k C} \cdot CO_2$$

$$O_{\text{teor.}} = CO_2 + \frac{CO}{2} + \frac{CO_2}{\frac{8}{3} k} \left(\frac{8H}{C} - \frac{O_s}{C} \right) \dots (2)$$

$$\begin{aligned} N_2 &= \frac{79}{21} [O_{\text{teor.}} + O_2] = \\ &= \frac{79}{21} \left[CO_2 + \frac{CO}{2} + \frac{CO_2}{\frac{8}{3} k} \left(\frac{8H}{C} - \frac{O_s}{C} \right) + O_2 \right] \dots (3) \end{aligned}$$

Po podstawieniu (3) w równanie (1) mamy:

$$CO_2 + CO + O_2 + \frac{79}{21} \left[CO_2 + \frac{CO}{2} + \frac{CO_2}{\frac{8}{3} k} \left(\frac{8H}{C} - \frac{O_s}{C} \right) + O_2 \right] = 100,$$

co po przekształceniu daje:

$$\begin{aligned} CO_2 + 0,605 CO + O_2 + \\ + 0,297 \left(\frac{8H}{C} - \frac{O_s}{C} \right) \frac{CO_2}{k} = 21 \end{aligned}$$

Oznaczając przez:

$$\beta = 0,297 \left(\frac{8H}{C} - \frac{O_s}{C} \right), \dots (4)$$

mieć będziemy:

$$\text{CO}_2 + 0,605 \text{CO} + \text{O}_2 + \beta \frac{\text{CO}_2}{k} = 21 \quad (5)$$

Z równania powyższego wyrugujemy k na podstawie identyczności wyrażen podanych w ostatniej kolumnie tabelki:

$$\frac{8 \partial k C}{3 \cdot \text{CO}_2} = \frac{8(1-k) \partial C}{6 \cdot \text{CO}}; \quad \text{stad: } k = \frac{\text{CO}_2}{\text{CO}_2 + \text{CO}}$$

Po podstawieniu wartości k w równanie (5) i po jego przekształceniu otrzymujemy ostatecznie:

$$(1 + \beta) \text{CO}_2 + (0,605 + \beta) \text{CO} + \text{O}_2 = 21 \quad (6)$$

Jest to zasadnicze równanie spalania. Wyraża ono związek, zachodzący między procentowemi zawartościami dwutlenku węgla, tlenu węgla oraz wolnego tlenu w spalinach suchych, o ile przyjmemy, że układ założeń (U) jest spełniony. Przy tych warunkach, wyniki, które podaje analizator Orsata, winny zawsze czynić zadość równaniu (6).

Spółczynnik β , którego wartość zgodnie z (4) jest:

$$\beta = 0,297 \left(\frac{8H}{C} - \frac{\text{O}_2}{C} \right),$$

zależy tylko od składu chemicznego paliwa. Ponieważ β zmienia się zależnie od gatunku paliwa, zmieniają się więc i współczynniki równania (6). Dla każdego zatem paliwa istnieje właściwe temu równanie (6), któremu muszą czynić zadość ilości poszczególnych składników spalin suchych.

Przypadek szczególny. Zakładając, że spalanie odbywa się w sposób zupełny, przyjmujemy: $\text{CO} = 0$ i równanie (6) przechodzi w postać:

$$(1 + \beta) \text{CO}_2 + \text{O}_2 = 21 \quad | \quad (7)$$

lub $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 21 - \beta \text{CO}_2$

Jest to równanie zupełnego spalania. Można je wyprowadzić niezależnie, drogą analogicznego rozumowania, jakie zostało przyjęte dla równania (6), należy tylko założyć: $\text{CO} = 0$ i $k = 1$ *).

* Rozumowanie użyte przy wyprowadzaniu równania (6) — jako też i współczynnik β — zostały mutatis mutandis zapożyczone z przejrzystego artykułu prof. J. W. Arbatsky'ego: „Zur Frage des $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ - Gehaltes der Feuergase“ (Die Wärme, Nr 9, 1931, str. 156), gdzie autor ograniczył się jednak tylko do przypadku $k = 1$.

Równanie (6) odnaleźć można także w dziele prof. A. Łomzakowa: „Ispytanie parowych kotłów“, St-Petersburg 1913, str. 95. Por. również uwagi prof. A. A. Nadieżdina „Tieplowoj razczot kotielnoj ustanowki“, Moskwa-Leningrad 1927, str. 38.

Należy jednak zaznaczyć, że równanie (6), podane w pracach wyżej cytowanych, traktowane było jako wzór, jeden z wielu, jakimi przeładowany jest wogóle ten dział termodynamiki technicznej, który omawia spalanie.

Jeżeli jednak wzorowi temu nadać charakter zasadniczego równania spalania, wówczas okaże się, jak bardzo płodnym jest takie pojęcie i do jak interesujących doprowadza wyników.

2. Interpretacja geometryczna.

Oznaczając ilość O_2 % przez x , CO_2 % przez y i CO % przez z , można równanie (6) przepisać w postaci:

$$x + (1 + \beta)y + (0,605 + \beta)z = 21 \quad (8a)$$

lub

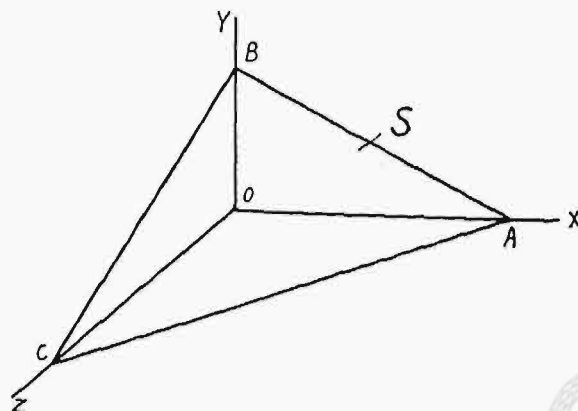
$$\frac{x}{21} + \frac{y}{21} + \frac{z}{21} = 1 \quad (8b)$$

$$\frac{x}{1 + \beta} + \frac{y}{0,605 + \beta} = 1$$

Jest to równanie płaszczyzny. Płaszczyzna ta odcina na osiach X, Y, Z odcinki (rys. 1) równe odpowiednio:

$$x_A = 21\%; \quad y_B = \frac{21}{1 + \beta}\%; \quad z_C = \frac{21}{0,605 + \beta}\% \quad (9)$$

jak to bezpośrednio widać z równania (8b).



Rys. 1.

Każdy punkt tej płaszczyzny spełnia równanie (8) i (6) — przedstawia więc punkt „spalania“. Wszystkimi możliwymi procesami spalania, jakie mogą zachodzić w paleniskach, a jakie są przewidziane układem założeń (U), odpowiadają poszczególne punkty, leżące tylko i jedynie na płaszczyźnie (8). Jest ona miejscem geometrycznym punktów „spalania“. Nazywać ją będziemy płaszczyzną spalania i oznaczać znakiem S .

Każdy gatunek paliwa, o pewnym ustalonym współczynniku β , posiada sobie właściwą płaszczyznę spalania. Punkty jej są odwzorowaniem procesów spalania tego paliwa. Własności tej nie posiadają punkty leżące poza płaszczyzną. Można sobie jednak wyobrazić, że leżą one na innej płaszczyźnie, która jest płaszczyzną S innego gatunku paliwa.

Z równań (8b) i (9) widać, że maksymalne wartości CO_2 , CO i O_2 w spalinach są:

$$x_A = \text{O}_{2\max} = 21\%; \quad y_B = \text{CO}_{2\max} = \frac{21}{1 + \beta}\%;$$

$$z_C = \text{CO}_{\max} = \frac{21}{0,605 + \beta}\%.$$

Wielkości $\text{CO}_{2\max}$ i CO_{\max} są funkcjami gatunku paliwa, natomiast $\text{O}_{2\max} = \text{const}$. Stąd wnosimy: płaszczyznę spalania wszystkich gatunków paliw tworzą wiązkę płaszczyzn o wspólnym wierzchołku A (rys. 1).

Zwróćmy uwagę na prostą przecięcia płaszczyzny S z płaszczyzną współrzędnych XOY . Równanie tej prostej w układzie XOY otrzymamy, podstawiając w (8a) $z = 0$:

$$x + (1 + \beta)y = 21 \dots (10)$$

Jest to prosta zupełnego spalania. Stanowi ona jednocześnie ograniczenie słynnego trójkąta Wa. Ostwalda. Punkty leżące na tej prostej odpowiadają procesom zupełnego spalania. Punkty leżące bliżej wierzchołka B odpowiadają spalaniu pod kotłami, lub, uogólniając, można powiedzieć: obszar płaszczyzny S , leżący bliżej wierzchołka B , odpowiada spalaniu pod kotłami, obszar zaś w pobliżu wierzchołka C odpowiada obszarowi spalania generatorowego (rys. 1).

3. Linije izoeryczne.

Każdy punkt płaszczyzny spalania odpowiada pewnemu CO_2 , CO i O_2 . Punkty te można grupować w różny sposób. Zrobimy to w sposób dwojaki.

Z płaszczyzny S wybierzemy takie punkty, dla których nadmiar powietrza użytego do spalania jest jednakowy. Będą one leżały na pewnych liniach, które nazywać będziemy liniami równego nadmiaru powietrza, lub krócej liniami izoerycznymi. Równanie linii izoerycznych wyprowadzimy, jak następuje.

Spółczynnik nadmiaru powietrza w przypadku, gdy układ warunków (U) jest spełniony, jest:

$$\lambda = \frac{21}{21 - 79 \frac{o - co}{n}} = \frac{21n}{21n - 79(o - \frac{co}{2})} \dots (11a)$$

lub, idąc wzorem Wa. Ostwalda, nadmiar powietrza można określić współczynnikiem:

$$\eta = \frac{1}{\lambda} = \frac{21n - 79(o - \frac{co}{2})}{21n} \dots (11b)$$

We wzorze tym n i o wyrazimy w funkcji CO_2 i CO z równań (1) i (6). Otrzymamy równanie płaszczyzny ze zmiennym parametrem η , która w przecięciu z płaszczyzną S daje linję izoeryczną.

Z (6) mamy:

$$o = O_2 = 21 - (1 + \beta)CO_2 - (0,605 + \beta)CO \dots (12)$$

Po podstawieniu (12) w (1) otrzymamy:

$$n = N_2 = 79 + \beta CO_2 - (0,395 - \beta)CO \dots (13)$$

Wstawiając (12) i (13) w (11b) będziemy mieli:

$$\eta = \frac{21[79 + \beta CO_2 - (0,395 - \beta)CO] - [79 - (1 + \beta)CO_2 - (0,605 + \beta)CO - \frac{CO}{2}]}{21[79 + \beta CO_2 - (0,395 - \beta)CO]}$$

i po przekształceniu otrzymamy równanie w ostatecznej postaci:

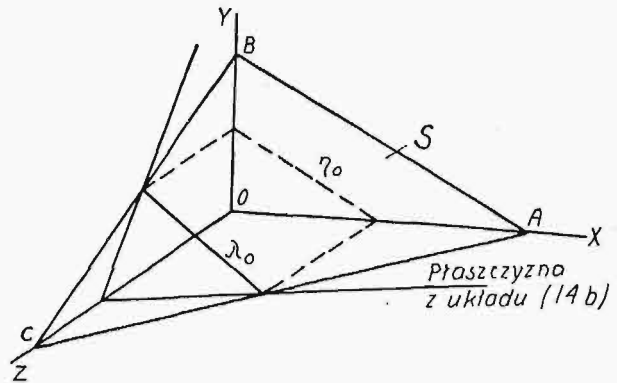
$$\left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta\right)\right]CO_2 + \left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta\right) + 0,395\eta\right]CO = 79\eta \dots (14a)$$

lub

$$\left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta\right)\right]y + \left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta\right) + 0,395\eta\right]z = 79\eta \dots (14b)$$

Jest to równanie układu płaszczyzn, równoległych do osi tlenu X .

Przy pewnej wartości $\eta = \eta_0$ otrzymujemy płaszczyznę, która w przecięciu z płaszczyzną S daje prostą, jako miejsce geometryczne punktów spalania przy stałym nadmiarze powietrza $\lambda_0 = \frac{1}{\eta_0}$ (rys. 2). Prosta ta jest linją izoeryczną przy $\lambda = \lambda_0$.



Rys. 2.

Ogólnie: układ 2 równań (14b) i (8a) wyznacza siatkę linii izoerycznych, nakerślonych na płaszczyźnie S . W równaniu (14b) współczynniki przy y i z nie są równe, a zatem układ płaszczyzn (14b) równoległych do osi X nie tworzy płaszczyzn wzajemnie do siebie równoległych. Stąd widocznym jest, że i linje izoeryczne nie są do siebie równoległe.

Wyznaczmy linję przecięcia dwóch jakichkolwiek płaszczyzn z układu (14b), naprzykład dla $\lambda = \lambda_0$ ($\eta = \eta_0$) i $\lambda = \lambda_1$ ($\eta = \eta_1$). Są to płaszczyzny:

$$\left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta_0\right)\right]y + \left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta_0\right) + 0,395\eta_0\right]z = 79\eta_0$$

$$\left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta_1\right)\right]y + \left[\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta_1\right) + 0,395\eta_1\right]z = 79\eta_1$$

Oznaczając dla prostoty:

$$\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta_0\right) = K_0$$

$$\frac{79}{21} + \beta\left(\frac{100}{21} - \eta_1\right) = K_1,$$

mieć będziemy:

$$K_0 y + (K_0 + 0,395\eta_0)z = 79\eta_0$$

$$K_1 y + (K_1 + 0,395\eta_1)z = 79\eta_1.$$

Rozwiązujemy te dwa równania przy pomocy wyznaczników:

$$y = \frac{\begin{vmatrix} 79\eta_0 & K_0 + 0,395\eta_0 \\ 79\eta_1 & K_1 + 0,395\eta_1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_0 & K_0 + 0,395\eta_0 \\ K_1 & K_1 + 0,395\eta_1 \end{vmatrix}}$$

$$= \frac{79 \left\{ \begin{vmatrix} \eta_0 & K_0 \\ \eta_1 & K_1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \eta_0 & 0,395 \eta_0 \\ \eta_1 & 0,395 \eta_1 \end{vmatrix} \right\}}{\begin{vmatrix} K_0 & K_0 \\ K_1 & K_1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} K_0 & 0,395 \eta_0 \\ K_1 & 0,395 \eta_1 \end{vmatrix}} =$$

$$= \frac{79 (K_1 \eta_0 - K_0 \eta_1)}{0,395 (K_0 \eta_1 - K_1 \eta_0)} = -200$$

oraz

$$z = \frac{\begin{vmatrix} K_0 & 79 \eta_0 \\ K_1 & 79 \eta_1 \end{vmatrix}}{0,395 (K_0 \eta_1 - K_1 \eta_0)} =$$

$$= \frac{79 (K_0 \eta_1 - K_1 \eta_0)}{0,395 (K_0 \eta_1 - K_1 \eta_0)} = +200.$$

Spółrzędne y i z nie zależą od wartości η i β . Wszystkie więc płaszczyzny układu (14b) tworzą pęk płaszczyzn, przechodzących przez prostą równoległą do osi X , położoną niezmiennie w przestrzeni, niezależnie od gatunku paliwa. Prosta tę nazwijmy prostą centralną płaszczyzn spalania. Równanie jej jest:

$$y = -200; \quad z = +200,$$

Spółrzędne te czynią zadość równaniu:

$$y + z = 0.$$

A zatem: prosta centralna leży w płaszczyźnie dwusiecznej II i IV ćwiartki przestrzeni, o ile za płaszczyznę jej symetrii obierzemy płaszczyznę XOY .

Weźmy pod uwagę punkt przecięcia prostej centralnej z płaszczyzną spalania S . Jest to punkt, w którym przecinają się wszystkie linje izoeryczne danej płaszczyzny spalania. Położenie jego wyznaczmy, podstawiając

$$y = -200 \text{ i } z = 200$$

w równanie (8a). Otrzymujemy:

$$x = 100; \quad y = -200; \quad z = 200.$$

Położenie tego punktu nie zależy od β . Jest on stały dla wszystkich płaszczyzn spalania. W punkcie tym przecinają się wszystkie linje izoeryczne wszystkich płaszczyzn spalania. Punkt ten nazywać będziemy punktem centralnym spalania i oznaczać znakiem F .

Widzimy, że linje izoeryczne nie stanowią układu prostych wzajemnie równoległych, ale tworzą pęk promieni z wierzchołkiem w punkcie centralnym, niezmiennym dla wszystkich płaszczyzn spalania.

Wyżej zazaczyliśmy, że płaszczyzny S tworzą wiązkę płaszczyzn, przechodzących przez punkt A ($x=21; y=0; z=0$) (rys. 1). Obecnie wiemy, że własność ta dotyczy i punktu F . Wnosimy natychmiast, że wszystkie płaszczyzny S tworzą pęk płaszczyzn, przechodzących przez prostą AF , niezmienną w przestrzeni. Prosta AF nazywać będziemy osią główną płaszczyzn spalania.

Mamy więc obraz geometryczny następujący. Płaszczyzny spalania wszystkich gatunków paliw przechodzą przez oś główną AF . Oś główna przecina prostą centralną w punkcie centralnym spalania, w którym zbiegają się wszystkie linje izoeryczne, nakerślone na wszystkich płaszczyznach S .

Na zakończenie tego ustępu podamy równanie dwóch linii izoerycznych $\lambda=1$ ($\eta=1$) i $\lambda=\infty$ ($\eta=0$).

a) Równanie linii $\lambda=1$ ($\eta=1$) (teoretyczna ilość powietrza) otrzymamy, podstawiając $\eta=1$ w (14b) i (8a):

$$\frac{79}{21} (1 + \beta) y + \left[\frac{79}{21} (1 + \beta) + 0,395 \right] z = 79,$$

$$x + (1 + \beta) y + (0,605 + \beta) z = 21,$$

co po przekształceniu daje:

$$(1 + \beta) y + (1,105 + \beta) z = 21$$

$$x + (1 + \beta) y + (0,605 + \beta) z = 21.$$

Obu równaniom czyni zadość punkt $B \left(0, \frac{21}{1 + \beta}, 0 \right)$,

a zatem linja $\lambda=1$ ($\eta=1$) dla wszystkich gatunków paliw przechodzi przez wierzchołek B (rys. 1).

Zakładając $y=0$, otrzymamy punkt przecięcia linii $\lambda=1$ ($\eta=1$) z płaszczyzną XOY :

$$z_1 = CO_{\eta=1} = \frac{21}{1,105 + \beta},$$

$$x_1 = O_{\eta=1} = 0,5 \frac{21}{1,105 + \beta},$$

stąd

$$O_{2\eta=1} = \frac{1}{2} CO_{\eta=1}.$$

To ostatnie wynika bezpośrednio ze wzoru na λ przy $\lambda=1$ (wzór 11a).

b) Linja $\lambda=\infty$ ($\eta=0$). Równanie odpowiedniej płaszczyzny z układu (14b) jest:

$$y + z = 0.$$

Jest to równanie znanej już płaszczyzny dwusiecznej. Linja $\lambda=\infty$ ($\eta=0$) dla wszystkich gatunków paliw przechodzi przez wierzchołek A (rys. 1) i, jak łatwo widzieć, jest ona zarazem osią główną płaszczyzn spalania.

c) Wyznaczymy jeszcze linje izoeryczną, przechodzącą przez wierzchołek C (rys. 1). Z równania odpowiedniej płaszczyzny (14b) przy:

$$x = 0; \quad y = 0; \quad z = \frac{21}{0,605 + \beta}$$

otrzymujemy warunek:

$$\eta_C = \frac{\frac{100}{79} \beta + 1}{\frac{100}{79} \beta + 0,5} = 1 + \frac{1}{\frac{200}{79} \beta + 1}.$$

Przez wierzchołek C przechodzi linja izoeryczna różna dla różnych gatunków paliw.

4. Linje równych zawartości CO.

Z płaszczyzny S wybieramy punkty, dla których zawartości $CO = \text{const}$. Punkty te leżąc będą na pewnych linjach, które nazywać będziemy linjami równych zawartości CO. Powstają one przez przecięcie płaszczyzny S układem płaszczyzn prostopadłych do osi Z . W przecięciu otrzymujemy siatkę prostych, nakerślonych na płaszczyźnie S i równoległych do prostej zupełnego spalania. Równanie rozważanego układu prostych jest:

$$z = \text{const}.$$

$$x + (1 + \beta) y + (0,605 + \beta) z = 21.$$

5. Oś główna płaszczyzn spalania.

Rozważania § 3 doprowadziły do wniosku, że wszystkie płaszczyzny S tworzą pęk płaszczyzn o wspólnej krawędzi AF , którą nazwaliśmy osią główną płaszczyzn spalania. Do tego samego rezultatu dojść można bezpośrednio, nie posilując się prostą centralną i jej punktem przecięcia z płaszczyznami S .

Uważajmy równanie płaszczyzn S

$$f(x, y, z, \beta) = x + (1 + \beta)y + (0,605 + \beta)z - 21 = 0,$$

jako równanie pewnej rodziny płaszczyzn, o zmiennym parametrze β , i wyznaczmy jej obwiednię.

Szukana obwiednia jest miejscem geometrycznym prostych przecięcia się dwóch sąsiednich płaszczyzn S : jednej o parametrze β i drugiej o parametrze $\beta + \Delta\beta$, w przypadku gdy $\Delta\beta$ dąży do zera. Prosta ta, zwana ogólnie charakterystyką płaszczyzn S^β , jest wyznaczona dwoma równaniami:

$$f(x, y, z, \beta) = 0 \quad \text{i} \quad \frac{\partial f}{\partial \beta}(x, y, z, \beta) = 0.$$

Miejsce geometryczne tych linii, czyli szukaną obwiednię, otrzymamy rugując z powyższych równań zmienny parametr β . Równanie charakterystyki jest:

$$f(x, y, z, \beta) = x + (1 + \beta)y + (0,605 + \beta)z - 21 = 0$$

$$\frac{\partial f}{\partial \beta}(x, y, z, \beta) = y + z = 0.$$

Układ tych równań równoważny jest oczywiście układowi:

$$\begin{aligned} y + z &= 0 \\ x + 0,395y &= 21, \end{aligned}$$

który otrzymujemy po podstawieniu w równanie $f=0$ wartości z , wyznaczonej z $\frac{\partial f}{\partial \beta} = 0$.

Charakterystyka ta leży na przecięciu dwóch płaszczyzn: znanej nam już płaszczyzny dwusiecznej $y + z = 0$ oraz płaszczyzny $x + 0,395y = 21$, prostopadłej do XOY i przechodzącej przez punkt A płaszczyzn S . Jest ona niezależna od β , a zatem stała i niezmienna dla wszystkich wartości β . Jest tedy zarazem szukaną obwiednią rodziny płaszczyzn S .

Ten przypadek szczególny, gdy charakterystyka jest jednocześnie obwiednią, zachodzi zawsze dla funkcji kształtu:

$$\Phi(x, y, z) + \beta \Psi(x, y, z) = 0,$$

a ten kształt posiada właśnie równanie płaszczyzn S .

Zwróćmy tu uwagę na płaszczyznę

$$x + 0,395y = 21.$$

Posiada ona szczególne znaczenie i będzie występowała nieraz w dalszych rozważaniach.

6. Wykres Wa. Ostwalda.

Wykres ten powstaje przez zwykłe prostokątne rzutowanie płaszczyzny spalania na płaszczyznę XOY .

Prosta przecięcia obu tych płaszczyzn stanowi przeciwprostokątną, ograniczającą trójkąt Ostwalda. Równanie jej jest:

$$x + (1 + \beta)y = 21.$$

Rzuty układu prostych równych zawartości CO , nakreślonych na płaszczyźnie S , dają ukośnokątną siatkę prostych równoległych do przeciwprostokątnej. Równanie układu tych linii jest:

$$x + (1 + \beta)y = 21 - (0,605 + \beta)p,$$

gdzie p jest zmiennym parametrem ($= CO$).

Uwaga: Na podstawie powyższej genezy wykres Ostwalda, staje się przejrzystym twierdzeniem, że punkty leżące wewnątrz trójkąta Ostwalda odpowiadają spalaniu niezupełnemu.

Rzuty układu prostych izoaerycznych dają siatkę linii η . Jest ona utworzona przez pęk promieni z wierzchołkiem F' który jest rzutem punktu centralnego F na płaszczyznę XOY . Każda linia η jest rzutem odpowiedniej linii λ i przecina ją — jak łatwo widzieć — w punkcie przecięcia się trzech płaszczyzn: płaszczyzny S , płaszczyzny XOY i odpowiedniej płaszczyzny z układu (14b). Punkt ten leży oczywiście na przecięciu się prostej zupełnego spalania oraz śladu odpowiedniej płaszczyzny układu (14b) na płaszczyźnie XOY . Jest zatem wyznaczony równaniami:

$$x + (1 + \beta)y = 21$$

i

$$\left[\frac{79}{21} + \beta \left(\frac{100}{21} - \eta \right) \right] y = 79\eta.$$

7. Uwagi.

Podawana dotychczas w podręcznikach teoria wykresu Ostwalda nie wyjaśnia w sposób wyczerpujący jego budowy, ani genezy. W podstawowej książeczce Wa. Ostwalda: „Beiträge zur graphischen Feurungstechnik”¹⁾ na str. 16 czytamy:

„In Abb. 6 ist der Luftfaktor η unten eingeführt und ergibt sofort eine gleichmässige Teilung über die ganze Rechentafel”.

W odsyłaczu natomiast na tejże stronie czytamy już:

„Für praktische Zwecke ist die Teilung gleichförmig und sind die Linien parallel. Den Nachweis dafür, dass beiden nicht genau zutrifft, verdanke ich Herrn Prof. Seufert von der Wärmestelle Düsseldorf”.

Pomimo tej uwagi, autor, podając swój wykres dla benzenu, pisze znowu (str. 19):

„Andererseits kann man mit leichter Mühe die einander parallel liegenden Geraden gleichen Luftüberschusses bzw. Luftfaktors konstruieren oder berechnen und einzeichnen”.

Zgódźmy się jednak, że obie te metody nie doprowadzają do identycznych sensu stricto wyników.

Fr. Seufert w książce swej: „Verbrennungslehre und Feurungstechnik”²⁾ mówi tylko o wyznaczaniu poszczególnych punktów na prostych OA i AB , leżących na liniach $\tau_i = \text{const.}$ (str. 43):

„Die auf der Linie der vollkommenen Verbrennung aus Gl. () und Gl. () berechneten Punkte werden mit den gleichen Luftfaktoren entsprechenden aus Gl. () berechneten Punkten verbunden, wodurch man die Linien gleichen Luftfaktor erhält”.

Jest to zatem dotychczas najwłaściwsze stanowisko.

Inni autorowie twierdzą, że linie τ_i są równoległe tylko dla koksu i w dużym przybliżeniu dla

¹⁾ Wyd. Otto Spamer, Lipsk, 1920.

²⁾ Wyd. J. Springer, Berlin, 1923.

węgla kamiennego, dla innych zaś paliw należy stosować metodę rachunkową, gdyż podział linii AB przez linie η nie jest równomierny i linie η nie są równoległe do linii $\eta = 1^3$).

Widocznym jest, że opinie są rozbieżne — i w rezultacie nienależycie pogłębione.

Podana w paragrafie poprzednim geneza wykresu Ostwalda wyjaśnia w sposób aż nadto oczywisty:

1^o — że linie równych zawartości CO są równoległe do prostej zupełnego spalania i że rozstawienie tych linii musi być równomierne i proporcjonalne do procentowych zawartości CO. Przy nakreślaniu tych linii nie jest rzeczą konieczną wychodzić tylko z punktu, w którym linia $\eta = 1$ przecina oś X -ów, jak to dotychczas czyniono, ale prościej jest obrać wierzchołek O za punkt począt-

kowy i od niego stosować równy podział dla CO⁴).

2^o — że linie η są zawsze zbieżne. Wierzchołek pęku linii η leży dostatecznie daleko od wykresu Ostwalda, i to jest właśnie przyczyną, dla której linie η mogą wydawać się równoległe, i zresztą dla celów praktycznych mogą być uważane za takie. Rozważania poprzednie nie rozwiązują zagadnienia, dotyczącego prostoty nakreślania linii η . Podają tylko jeden punkt F' , lecz jest on tak odległy, że bezpośrednio nie ma znaczenia praktycznego.

3^o — że punkty leżące wewnątrz trójkąta odpowiadają spalaniu niezupełnemu, czego dotychczasowa teoria wykresu Ostwalda dostatecznie jasno nie interpretowała.

Zasady pracy i budowy pieców, ze szczególnem uwzględnieniem hutnictwa żelaza^{*)}.

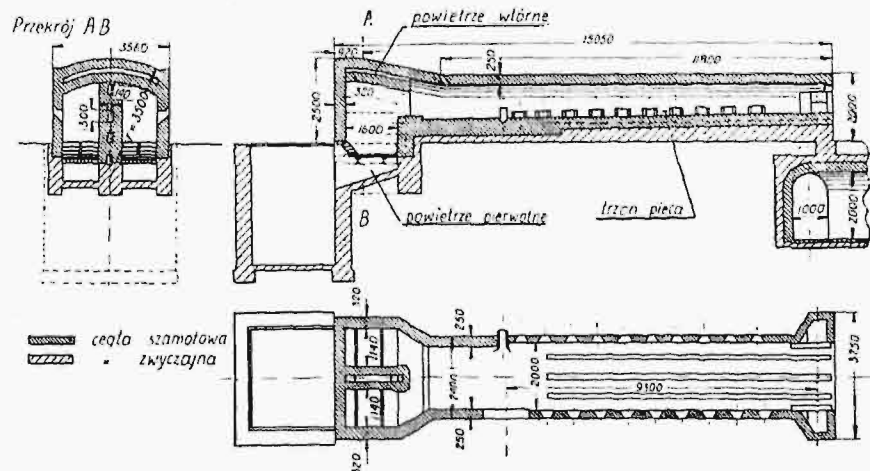
Napisał Inż. Z. Warczewski.

1. Piece grzewcze walcownicze (rys. 10 i 11).

Temperatura tworzywa przy opuszczaniu pieca waha się tu zwykle — zależnie od rodzaju walcowanych wytworów — w granicach 750 — 1350°, przyczem różnica temperatur z przodu trzonu pieca wynosi około 100—250°. O ile to jest możliwe, tworzywo porusza się przeciwpądowo w stosunku do spalin i wyciąganie jego odbywa się mechanicznie. Temperatura spalin u wylotu z pieca wynosi zwykle 650 — 700°, przyczem ze względu na koszty i niezawodność ruchu nie opłaca się budować specjalnych odzysknic ciepła. Jedyne dla pieców wgłębnych z ich 1100° w spalinach wylotowych są odzysknice ciepła ekonomicznie uzasadnione.

W wypadku stosowania paliw ubogich, wyższe temperatury paleniska wymagają koniecznie wprowadzenia regeneratorów, w celu uzyskania odpowiedniego spadku temperatury. Z punktu widzenia korzystnej wymiany ciepłej, pożądane jest możliwie wszechstronne opromieniowanie tworzywa ogrzewanego (np. rygli, kęsów i t. d.), gdyż uzyskamy w ten sposób krótszy czas nagrzania i równomierniejszy rozkład temperatur tych tworzyw. Ze względu jednak na produkcję, która przy nowoczesnych piecach dochodzi dzisiaj do 40—50 t/h, umieszczamy te tworzywa zwykle w warstwie zbi-

tej jedno koło drugiego. Niech P oznacza produkcję pieca w t/h; p — jednostkowe obciążenie powierzchni użytecznej trzonu w $\text{kg/m}^2\text{h}$; L_u — użyteczną długość trzonu w metrach, liczoną od środka otworów wyciągowych do środka otworów wyciągowych dla spalin; B szerokość trzonu pieca w metrach; b szerokość jednej sztuki tworzywa w metrach; c ilość sztuk tworzywa, mieszczących się naraz w piecu; t czas nagrzewania w godz.; w szybkość poruszania się tworzywa w m/h. Wów-



Rys. 10. Pieć grzewczy walcowniczy blachy grubej.

czas łatwo wyprowadzić następującą zależność dla pieców z ruchem przeciwpądowym tworzywa w piecu:

$$P = \frac{w}{b} \cdot p = B \cdot L_u \cdot k = \frac{L_u}{b} \frac{p}{t};$$

$$z = \frac{L_u}{b} = \frac{p}{b} t; \quad t = \frac{L_u}{b} \frac{p}{P}.$$

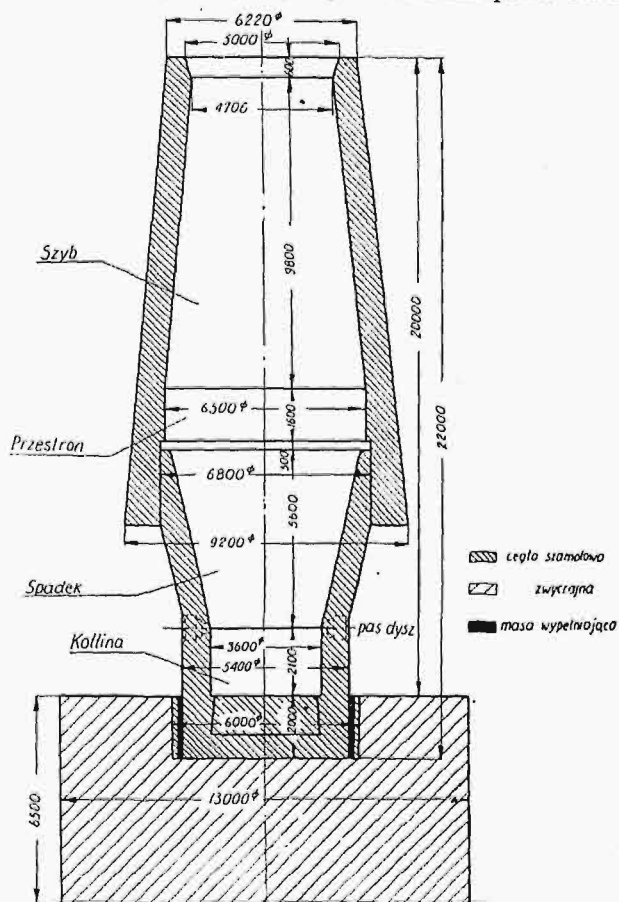
³) Por. „Wykłady o Gospodarce Ciepłej”, Lwów. 1923. str. 123.

⁴) Dokończenie do str. 119 w zesz. 11 — 12 z r. b.

¹) Por. artykuł D-ra Inż. B. Szczeniowskiego. Przegl. Techn. Nr. 39 — 40, 1931.

3. Wielkie piece (rys. 13) i nagrzewnice Cowpera (rys. 14).

Ze wsadu, na który się składa koks, ruda, stare żelastwo (ewentualnie żelazo ponownie przetapiane) i topniki, otrzymujemy w wielkim piecu suro-

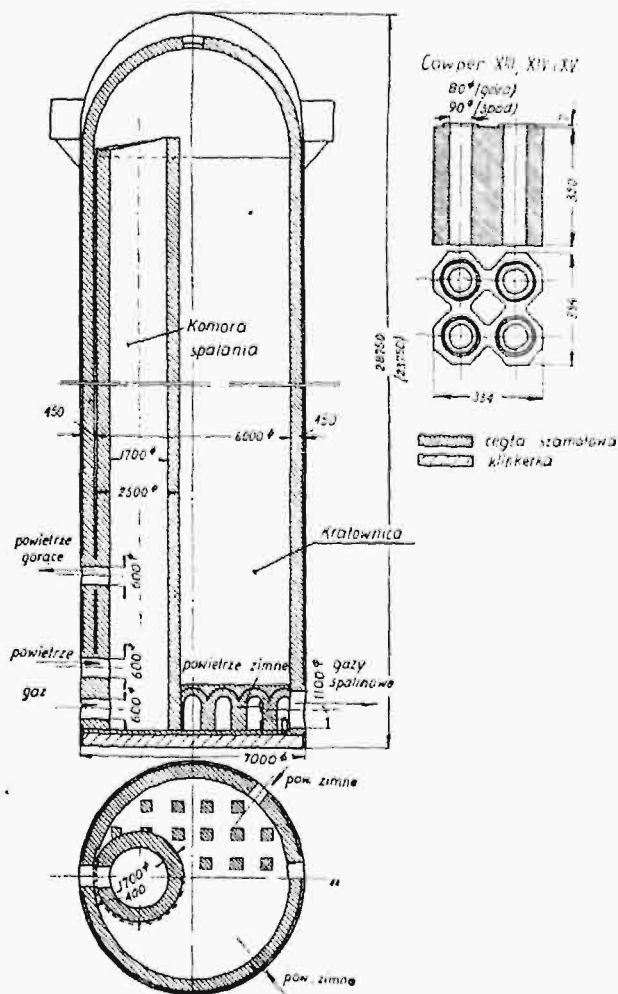


Rys. 13. Wielki piec.

wiec, gaz wielkopiecowy, żużel i pył, przyczem w stosunku do wsadu bez koksu współczynnik wydajności surowca wynosi 30—50%. Dla obciążenia pieca miarodajne jest obciążenie przekroju w pasie dysz, które należałoby teoretycznie liczyć w $\text{kg/m}^2\text{h}$ (koksu). Praktycznie wzięwszy, obliczamy to obciążenie dla całkowitego wsadu koksu, przyczem otrzymujemy wartości 800—1600 $\text{kg/m}^2\text{h}$. Z tej ilości koksu spala się w koksowniach zachodnio-europejskich 75—80% przed dyszami. Na Śląsku, z jego znacznie gorszym koksem, ilość ta jest mniejsza. Punkt ten jest specjalnie ważny, gdyż chodzi o to, aby koks wielkopiecowy był trudno palny, gdyż tylko wówczas węgiel spala się według możliwości w pasie dysz, dzięki czemu rozchód jego na odtlenienie rud odpowiednio spada. W każdym razie ilość rzeczywista koksu jest prawie 4 razy większa niż ilość węgla, potrzebna do przeprowadzenia reakcji odtlenienia. Pochodzi to stąd, że węgiel występuje tu pozatem:

- 1) jako paliwo w celu pokrycia zapotrzebowania ciepła reakcyj endotermicznych (75% koksu).
- 2) część węgla znajduje się w postaci palnego CO w gazach wielkopiecowych (nieunikniona strata kominowa),
- 3) część węgla służy do nawęglania surowca.

W każdym razie należy przez umiejętny dobór dążyć do zmniejszenia rozchodu koksu. Bardzo ważnym czynnikiem w tym kierunku jest podgrzewanie powietrza (Faber du Faur, Neilson), które pozwoliło uzyskać w pasie dysz temperatury 1600—1750° i tem samym zwiększyć wydajnie produkcję wielkich pieców w porównaniu ze stosowanym dawniej zimnym dmuchem. W bilansie ciepłym wielkiego pieca ciepło koksu stanowi 90—95%, ciepło powietrza 10—5%. W rubryce wydatków ciepło użyteczne obejmować będzie przygotowanie wsadu, reakcje redukcyjne oraz podgrzanie i topienie surowca i żużla; stanowi ono 75—95% ciepła, pozostawionego w piecu. Ogólna sprawność wielkiego pieca waha się przytem w granicach 33—40%. Najważniejszą pozycję w wydatkach stanowi tutaj strata kominowa (50—65%), odpowiadająca wydobywającym się z pieca gazom wielkopiecowym. Wilgotne powietrze dmuchu daje teoretycznie w pasie dysz 1—2% H_2 , 64—62% N_2 , 34—35% CO. Dalszy wzrost ilości gazów następuje przy łączeniu się węgla z koksem z tlenem rud,



Rys. 14. Nagrzewnica Cowper'a.

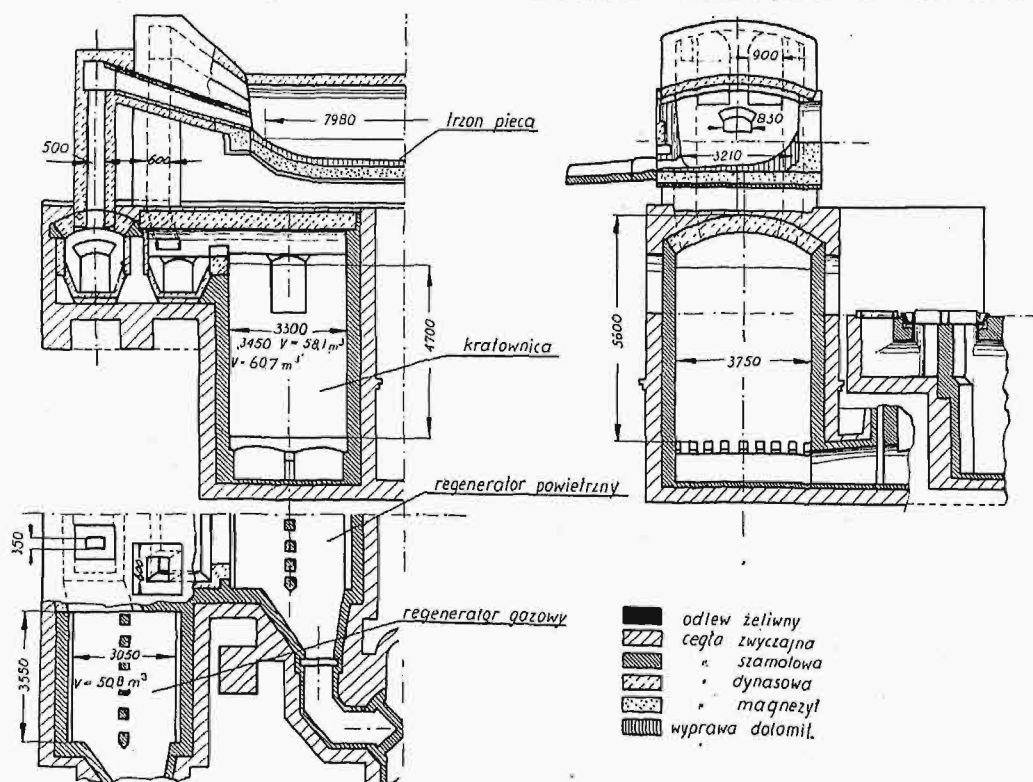
tlenem koksu i tlenem ewentualnie rozkładanej wody. Uwzględnić tu również trzeba CO_2 z topników. W każdym razie ilość gazów w gardzieli wielkiego pieca jest większa od ilości gazów w spadku, wynosząc około 3900—4000 nm^3/t koksu.

Z ogólnej tej ilości gazu nagrzewnice Cowpera zużywają dzisiaj 21—29%, reszta zaś gazu da się zastosować do innych celów (maszyny gazowe, paleniska hutnicze, kotłownie).

Nowoczesne nagrzewnice Cowpera są regeneratorem ciepłymi, w których kratownice posiadają zwykle kamienie szamotowe o grubości $S = 50-80$ mm i o szerokości kanału $a = 70-160$ mm. Nagrzewnice te pracują dziś na gazie oczyszczonym, dzięki czemu powierzchnie grzejne pozostają czyste i dadzą się najekonomiczniej ukształtować. W ten sposób ilość gazu spalane go w komorze spalania udało się podnieść z 5000 nm^3/h do 20 000 nm^3/h i więcej, zaś powierzchnia grzejna w m^2 kratownicy wzrosła z 20 m^2/m^3 do 30—40 m^2/m^3 i więcej. W każdym razie przy spalaniu gazu wielkopiecowego temperatura kopuły nagrzewnicy winna nie przekraczać 1250°, temperatura spalin wylotowych 100—200°. Po okresie nagrzewania nagrzewnicy przepuszczamy przez nią przeciwprądowo zimne powietrze, które się powinno ogrzewać do 700—800°.

4. Piec martenowski (rys. 15).

Warunki pracy pieców martenowskich są tak różnorodne, że trudno mówić tu o jakichś normalnych liczbach charakterystycznych. Zależnie od tego, czy pracujemy ze starem żelastwem, czy z rudą, czy surowiec jest stały czy ciekły, czy % zawartość surowca we wsadzie wzrasta czy spada, otrzymujemy coraz to inne warunki pracy. W każdym razie wytwórczość stali zlewnej stała



Rys. 15. Piec martenowski.

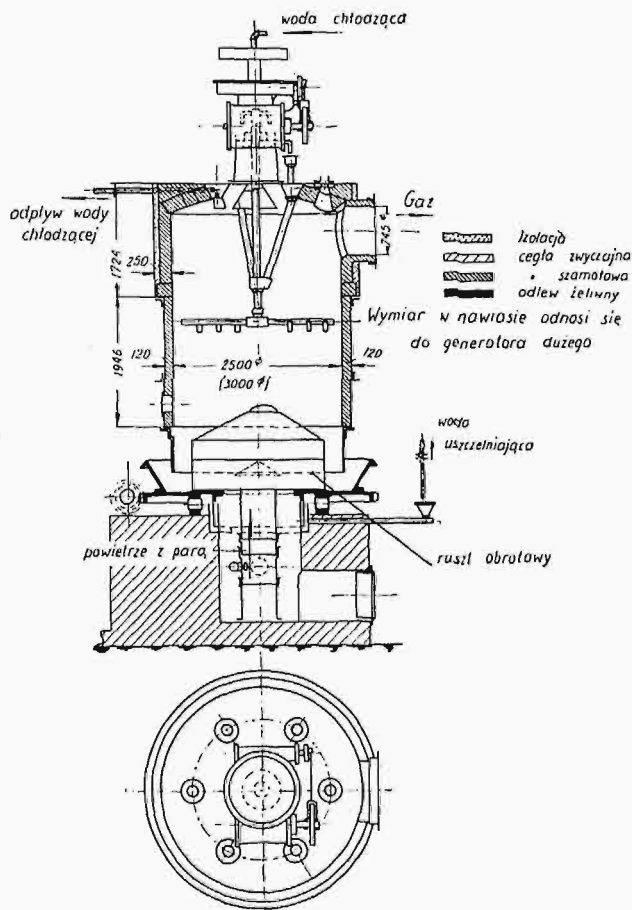
się możliwą dopiero dzięki stworzeniu odpowiedniego spadku temperatur, zapomocą odzysknic ciepła Siemens dla powietrza i gazu. Wówczas dopiero uzyskujemy w płomieniu temperaturę

1600—1750°, przyczem otrzymany spadek temperatur w czasie topienia w stosunku do tworzywa ulega stałemu zmniejszeniu. Poza celowem prowadzeniem powietrza i gazu, które ma zwiększać szybkość zapłonu, ważnem jest tu stosowanie świecącego płomienia z jego silną wymianą cieplną. Ze względu na zmienne warunki atmosferyczne oraz na zmienny stan samego pieca, pożądane jest stosowanie wentylatorów, tłoczących powietrze spalania. W częściach poddanych najwyższym temperaturom stosuje się często chłodzenie wodne, które — mimo powstałych strat cieplnych — zwiększa jednak trwałość pieca. Jako paliwo, stosujemy gaz czadnicowy lub gaz czadnicowy z domieszką gazu koksownianego. Analiza spalin w głowicy wylotowej powinna wykazywać możliwie dużo CO_2 (12—14% CO_2). Przy braniu analiz gazu świeżego w głowicy doprowadzającej należy pamiętać o zmianach chemicznych, jakim ten gaz podlega w czasie przepływu. Wydajność pieca martenowskiego charakteryzuje ilość stali w t/h, przyczem jednostkowe obciążenie trzonu pieca wynosi zwykle ≥ 200 kg stali/ m^2h . Co pewien czas (np. co 1/2 godz.) piec ze swemi 4 regeneratoremi przełączamy z jednej strony na drugą, dzięki czemu zmienia się kierunek przepływu gazu. Kratownica regeneratora jest zbudowana z kamieni o grubości $S = 60-100$ mm, szerokość kanału $a = 80-120$ mm. Ogólna waga kratownicy stanowi dla wszystkich 4 generatorów 28 t/t/h lub 20—25 t/10° Kal/h. Rozchód ciepła przy wentylach gazowych wynosi 1,2—1,7 · 10⁶ Kal/t stali, zaś jako średnia miesięczna 1,4 do 1,96 · 10⁶ Kal/t. Sprawność ogólna pieca waha się w granicach $\eta = 0,10-0,20$, przyczem ciepło użyteczne obejmuje ciepło stali, ciepło żużla, egzotermiczne reakcje kąpieli oraz ewentualne ciepło wsadu ciekłego.

5. Czadnice Kerpely'ego (rys. 16).

Proces przegazowania węgla różni się od procesu spalania przede wszystkim tem, iż CO_2 , powstały przy włączeniu powietrza do czadnicy, przechodzi później w przeciwprądowym zetknięciu z zasypywaną z góry warstwą węgla, o minimalnej wysokości 500—700 mm, w CO . W ten sposób, doprowadzając mniejsze ilości powietrza, niż przy spalaniu węgla, i stosując dostateczne wysokości paliwa w czadnicy, przeprowadzamy paliwo stałe w gaz palny. Gaz ten zawiera pozatem również

rozłożone węglowodory części lotnych paliwa. Samo doprowadzenie powietrza nie wystarcza, gdyż temperatura otrzymanego gazu zbyt silnie wzrasta



Rys. 16. Czadnica Kerpely'ego.

kosztem jego chemicznej energii wewnętrznej. Ponieważ zaś gaz czadnicowy przeprowadzamy zwykle na dłuższe odległości, przy których następuje silne ochłodzenie gazu, a więc poważne straty ciepłne, wskazanem jest obniżyć temperaturę gazu czadnicowego do wysokości 550—700° zapomo-

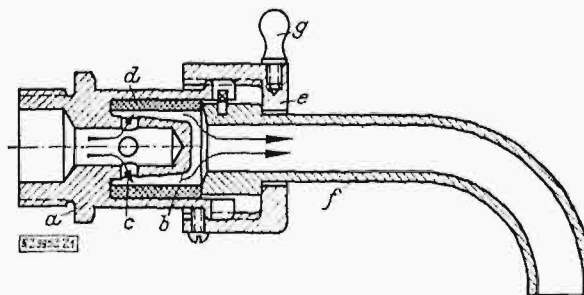
cą dodatkowo doprowadzanej pary wodnej. Para ta, której ilość wynosi — zależnie od systemu czadnicy — 30—40% węgla, wzbogaca gaz czadnicowy, dając w nim dodatkowo H_2 . Poza to jest ona również konieczna ze względu na usuwanie popiołu, który bez dodatku pary zamiast ziarnistych luźnych kawałków wytworzyłby nad rusztem skorupę spieczonego żużla. Węgiel gazowy górnośląski (4,0% H_2O , ~10,0% popiołu, $H_u = 6700$) jest dzięki zawartości części lotnych cennym węglem czadnicowym, dając 3—3,6 nm^3 gazu czadnicowego/kg węgla o analizie 3,0—4,0% CO_2 ; 28,5—29,5% CO ; 13,0—15,0% H_2 i $H_u = 1450—1490$ Kal/nm^3 przy obciążeniu jednostkowym przekroju czadnicy w wysokości 140—190 $kg/m^2 \cdot h$. Warunkiem dobrej pracy czadnicy jest równomierna ziarnistość węgla, nie za niski punkt topliwości popiołu (> 1215°) i dostateczna wysokość paliwa. Aby uzyskać równomierny rozdział powietrza i pary, należy dbać o równomierne zasypywanie węgla oraz usuwać wszelkie tworzące się kraterki żużla. Z tego punktu widzenia szczególnie cenne są czadnice o ruszcie obrotowym, które dzięki mimośrodowemu ruchowi rusztu dają dokładne i ciągłe przemieszanie strefy węglowej i żużla, co ułatwia wydatnie ręczną pracę obsługi. W bilansie cieplnym, w rubryce ciepła użytecznego, należy uwzględnić — poza wartością opałow gazu czadnicowego oraz poza jego ciepłem fizycznym — jeszcze wartość opałow smoły (20 g/nm^3 gazu przy 80° C w smole) oraz parę wodną, zawartą w gazie. Sprawność samej czadnicy dochodzi do 97%; ze względu jednak na straty w rurociągach, czy kanałach gazowych (wydzielanie się smoły i sadzy, ochładzanie się gazu, nieszczelności), wykorzystanie paliwa w piecu waha się zwykle w granicach 70—85%. W podanej na rys. 16 czadnicy Kerpely'ego mamy obok rusztu obrotowego jeszcze mechanicznie poruszane grabie górne, które pomagają przy usuwaniu żużla powierzchniowego. Ze względu jednak na konieczne stosowanie wody chłodzącej (3—4 m^3/h), powstają tu dodatkowe straty ciepłne (2—4%).

Kurek bez gniazda zaworowego.

Poniżej przytaczamy opis nowego rodzaju kurka¹⁾, różniącego się od dotychczasowych pomysłem wykonaniem organu zamykającego. Zamykanie i otwieranie kurka uskutecznia się tu mianowicie przez stłaczanie i rozprężanie się rurki sprężystej. Kurek zatem wyróżnia się wielką prostotą budowy, jako nie zawierający powierzchni metalowych, wymagających szczelnego przylegania.

Ustrój i działanie kurka uwidocznia załączony rys. 1. Kadłub zaworu mieści w sobie cylindryczny występ, wyposażony w otwórki do wypływu cieczy. Występ ten jest otoczony rurką gumową. Z końcem kadłuba zaworu łączy się rura wypływowa zapomocą dokrętki wydrążonej. Zamykanie kurka, uwidocznionego na rys. 1 w pozycji otwartej, odbywa się w ten sposób, że dokrętka e, pokręcana za rękojeść g, stłacza rurkę gumową d, która zakrywa wówczas otwórki wypływowe w kadłubie zaworu. Gdy dokrętka zostanie odkręcona, rurka sprężysta odzyskuje swój kształt normalny, w czem dopomaga jej parcie wody, i kurek się otwiera. Rękojeść g musi być obracana przy otwieraniu i zamykaniu kurka o 90 do 180°.

Zalety kurka stanowią głównie: duża niezawodność pod względem szczelności zamknięcia, łatwa wymiana części uszczelniającej i tanie koszty produkcji. Ponieważ uszczelniająca rurka gumowa nie styka się z powietrzem i jest stale



Rys. 1. Kurek wodny bez gniazda zaworowego.

a — kadłub zaworu z nasadą rury odpływowej; b — występ; c — otwórki wypływowe; d — rurka gumowa; e — dokrętka wydrążona; f — rura wypływowa; g — rękojeść do obsługi kurka.

¹⁾ Budowy fabr. Paul Brandenburg w Berlinie. Wytwórnia posiada na swój wynalazek patent polski Nr. 12722, który gotowa jest odstąpić odp. wytwórni polskiej.

opiókiwana wodą, przeto wykazuje dużą trwałość i nie traci długo swej sprężystości.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO.

Ulica nadziemna do ruchu szybkiego w Nowym Jorku.

W N. Jorku budowana jest wzdłuż brzegu rzeki Hudson, na zachodniej stronie półwyspu Manhattan, ulica nadziemna, mająca na celu umożliwienie ruchu ciężarowego, który osiąga tu nadzwyczajne natężenie. Pierwsza część tej ulicy, o dług. ok. 2,5 km, była otwarta w grudniu 1930 r. Ulica oparta jest na trzech rzędach słupów stalowych o rozstępie 10 m, w których to rzędach słupy są rozstawione co 15—18 m. Nawierzchnia ulicy składa się z płyty żelbetowej, pokrytej jezdnią z granitu. Środkiem ulicy odbywa się ruch powolny, po bokach zaś — szybki, na dwu jezdniach po 9,15 m szerokości, przy szybkości dozwolonej do 65 km/h. Szereg ramp łączy środkową część ulicy z ziemią. Rampy i zakręty ulicy zaopatrzone są w urządzenia sygnalizacyjne.

Wykonanie gotowego już odcinka ulicy wymagało zużycia 15 800 t stali konstrukcyjnej, 1020 t stali krzemowej, 50 000 m³ wykopów i 20 000 m³ betonu. (Engineering, 25 grudnia 1931, str. 799—800).

Pierwszy most typu Freyssinet'a w Ameryce Półn.

Znajdujący się już na ukończeniu most drogowy w stanie Oregon, przy ujściu rzeki Rogue do oceanu Spokojnego ma 590 m długości, z czego po 44 m przypada na rampy na obu brzegach. Pozostała długość składa się z 7 łuków. Jezdnia zajmuje 8,25 m, każdy z chodników (wspornikowych) 1,1 m. Przęsła łukowe mają po ok. 70 m rozpiętości; strzałka łuku wynosi 14,3 m, grubość przy podporach 2,35 m, w środku rozpiętości — 0,85 m, szerokość zeber — 1,83 m. Filary posadowione są na palach drewnianych, wbitych w piasek i żwir.

Metoda Freyssinet'a uwzględnia, jak wiadomo, działanie sił, wywołanych przy usuwaniu rusztowania. Osiove siły ściskające wywołują, po zdjęciu rusztowań, skurcz sprężysty; spadek temperatury oraz skurcz naturalny betonu wywołują to samo zjawisko. Skurcz ten można obliczyć i wyrównać zapomocą szeregu dźwigników hydraulicznych pod wierzchołkiem łuku. W omawianym moście zastosowano po 8 dźwigników o udźwigu 275 t w każdym łuku, obsługiwanych po 4 z jednego przewodu tłoczego. W obliczeniach uwzględniono średnią temperaturę powietrza 10°C i jej odchylenia o 17° w górę oraz o 11° w dół. Uwzględniono też parcie wiatru w każdym przekroju. Obliczenia porównawcze, w stosunku do innych budowli, wykazały ponownie, że metoda Freyssinet'a daje znaczne korzyści ekonomiczne. (Engineering News-Record, 26 list. 1931, str. 841).

CZĘŚCI MASZYN.

Łożyska gumowe smarowane wodą.

Na ostatnim walnym zebraniu Amerykańskiego Stow. Inż. Mechaników wygłosili W. F. Busse i W. H. Denton referat o zastosowaniu miękkiej gumy na łożyska pomp studziennych, wałów śrub okrętowych i in. mechanizmów. Nacisk w takich łożyskach może sięgać 42 do 56 kg/cm², o ile wał jest dostatecznie polerowany i prędkość katowa wynosi co najmniej 2,5 m/sek. Łożysko więc takie nadaje się szczególnie do wałów o dużej liczbie obrotów. Musi być

ono nadto obficie polewane wodą. Jeżeli woda dopływa pod wysokim ciśnieniem, to nacisk jednostkowy na panewkę może być jeszcze większy. Nadto łożyska z miękkiej gumy są w znacznym stopniu niewrażliwe na zanieczyszczenia piaskiem i wykazują bardzo niski współczynnik tarcia. (A. M. Machinist, Londyn, 9 stycznia 1932 r., str. 857).

KOLEJNICTWO.

Wózek pomiędzy lokomotywą a tendrem.

W celu zwiększenia siły pociągowej parowozu 2—2—1 z 3-osiowym tendrem, na kolei London & North-Eastern Rly przebudowano kilka parowozów tego typu w ten sposób, że na miejsce tylnej osi tocznej parowozu i przedniej osi tendra wstawiono 2-osiowy wózek, wyposażony w dodatkową maszynę parową. Parowóz i tender opierają się na tym wózku. Maszyna dodatkowa ma cylinder 267 mm średnicy, suw tłoka 406 mm. Przy średnicy kół napędowych 1118 mm, maszyna ta zwiększa siłę pociągową parowozu o 30%.

Przy próbnym jazdach na szlaku o wzniesieniu 1:70 z pociągiem 300 t osiągnano z pomocą maszyny dodatkowej szybkość 40 km/h po 5¼ min, zaś bez maszyny dodatkowej — 29 km/h dopiero po 8 min.

Przebudowane parowozy otrzymały też nowe kotły o prężności pary 14 atn, połu rusztów 2,8 m², pow. ogrzewanej 215 m², zamiast dotychczasowych — o 12,2 atn, 2,5 m² rusztów i 206 m² pow. ogrzewanej. Po przeróbce bieg parowozów jest spokojniejszy, niż poprzednio. (Railway Gazette, 1932, str. 16).

METALoznawstwo.

Stopy odporne na działanie wyższych temperatur i siarki.

Bardzo często ognioodporne stopy muszą pracować nie tylko w wyższych temperaturach, ale i w atmosferze o pewnej zawartości różnych domieszek. Stwierdzono niejednokrotnie, iż przy wyższych temp. obecność siarki wpływa szczególnie ujemnie na stop. Siarka zawarta w materiale opałowym spala się najpierw na SO₂, następnie zaś ulega redukcji na SH₂ i S, jako parę.

Jeżeli porównamy siarczki i tlenki różnych metali, to możemy stwierdzić, iż pierwsze posiadają znacznie niższą temp. topliwości od drugich. Tem też można wytłumaczyć znaczniejszy wpływ siarczków.

Temp. topliwości np. czystego żelaza, zgodnie z pomiarami Ruera i Klespera wynosi 1528°C, tlenek Fe₂O₃ topi się przy 1565°C, tlenek Fe₃O₄ — przy 1527°C, zaś siarczek FeS, według Becker'a, topi się przy 1193°C, a eutektyka Fe—FeS (o 30,8% S) przy 985°C. Aluminium topi się przy 658°C, zaś jego siarczek (Al₂S₃) 1100 ± 10°, a tlenek Al (Al₂O₃) topi się wedł. Ruff'a przy 2010°, zaś wedł. Kanolt'a — przy 2050 ± 10°C.

Inaczej zachowują się te związki niklu. Czysty nikiel topi się przy 1452°C, jego tlenek — przy 1660°C, a siarczek (Ni₃S₂) — około 800°, eutektyka nikiel—tlenek niklu (przy 0,21% Ni) — 660°C; eutektyka nikiel—siarczek niklu (21,5% S) — 625°C.

Kobalt topi się przy 1480°, a jego siarczek — przy 1100°C.

Pozatem siarczki, jako związki łatwiej utleniające się, sprzyjają dyfuzji tlenu wewnątrz metalu.

Wpływ siarki, w postaci SO₂, na czysty nikiel rozpoczyna się już przy 600°C, zaś przy 800°C przebiega energicznie. Metal staje się kruchym. Pod mikroskopem jest wyraźnie widoczna dyfuzja siarki wzdłuż granic ziarn, którą można już stwierdzić przy 0,02% siarki. Naogół SO₂ działa słabiej niż H₂S, wzgl. para siarkowa.

Zestawienie wyników badań wpływu siarkowodoru na różne stopy podaje poniższa tabelka. Czas przepuszczania H₂S wynosił 1 godzinę, temp. 700°, 800°, 900°, 1000° C, wymiar próbki 60 × 30 × 12 mm.

Zwiększenie ciężaru próbek w gramach po 1 godz. przepuszczaniu H₂S.

Nr.	Skład chemiczny								zwiększenie ciężaru			
	Fe	Ni	Cr	Mn	Al	Co	Mo	W	700°	800°	900°	1000° C
1	100	—	—	—	—	—	—	—	0,76	5,5	10,0	zniszczona zupełnie
2	75	—	25	—	—	—	—	—	0,58	3,2	8,0	13,2
3	—	100	—	—	—	—	—	—	9,70	35,0	—	zniszczona
4	50	25	25	—	—	—	—	—	0,43	3,2	8,1	12,5
5	24	61	15	—	—	—	—	—	0,97	6,8	15,7	31,0
6	20	61	15	4	—	—	—	—	0,50	3,1	17,6	28,0
7	20	61	15	4	5*)	—	—	—	0,31	0,72	9,3	14,1
8	20	61	15	4	10*)	—	—	—	0,13	0,26	0,55	0,81
13	20	61	15	4	15*)	—	—	—	0,19	0,57	0,82	1,15
14	—	95	—	—	5	—	—	—	4,4	14,7	17,0	25,0
9	—	90	—	—	10	—	—	—	0,29	1,26	2,8	10,0
15	—	85	—	—	15	—	—	—	0,04	0,25	0,9	1,17
16	95	—	—	—	5	—	—	—	1,37	4,9	12,8	zniszczona
10	90	—	—	—	10	—	—	—	0,33	2,4	19,1	"
17	85	—	—	—	15	—	—	—	0,05	0,13	25,0	"
11	75	—	25	—	10	—	—	—	0,16	0,70	1,50	6,4
12	—	—	100	—	—	—	—	—	0,64	1,12	3,3	6,0
18	—	—	90	—	10	—	—	—	0,28	0,50	2,1	5,3
19	—	—	—	—	—	100	—	—	3,7	7,6	49,0	zniszczona
20	—	—	—	—	5	95	—	—	3,2	4,7	6,6	3,2
21	—	—	—	—	10	90	—	—	0,01	0,20	1,23	5,0
22	—	—	—	—	15	85	—	—	0,01	0,08	0,10	0,76
23	15	61	15	2	—	—	7	—	1,24	2,2	25,0	zniszczona
24	—	—	—	—	—	—	100	—	0,03	0,06	0,35	0,41
25	—	90	—	—	—	—	10	—	7,6	45,0	—	zniszczona
26	—	80	—	—	—	—	20	—	6,0	28,0	"	"
27	—	70	—	—	—	—	30	—	6,4	23,0	"	"
28	—	55	15	—	—	—	30	—	17,3	27,0	"	"
29	—	50	—	—	—	—	—	50	1,34	3,9	16,0	36,0

*) Uwaga referenta: stopy 7, 8 i 13 otrzymano ze stopu Nr. 6 przez dodatek 5, 10, względnie 15% Al.

Jak widać z powyższej tabeli, próbka czystego żelaza przy 1000°C w ciągu 1 godz. uległa całkowitemu zniszczeniu. Chrom podnosi odporność żelaza. Czysty nikiel b. łatwo ulega niszczącemu działaniu siarki. Stop Nr. 7, różniący się od Nr. 6 dodatkiem 5% Al, posiada wyższą odporność, malejącą przy temp. powyżej 800°C. Dalszy dodatek Al bardzo znacznie podnosi odporność tego stopu na wpływ siarki. Dodatek ten powoduje jednak wzrost kruchości. Stop Nr. 6 miał $U = 7 \text{ kgm/cm}^2$, zaś Nr. 8 — tylko $0,36 \text{ kgm/cm}^2$. Dodatek 15% Al do tego stopu nie polepsza już odporności na korozję. Również i Ni z dodatkiem Al jest więcej odpornym, zwłaszcza ze znacznie większymi ilościami. Podobnie dodatek Al do żelaza podnosi jego odporność, lecz tylko w zakresie 700—800°C, powyżej zaś pozostaje bez zmiany.

Molibden okazał się najwięcej odpornym ze wszystkich badanych metali, natomiast dodatek jego do Ni i Ni—Cr nie dał dobrych wyników. Podobnie i wolfram nie polepsza własności niklu.

Najlepszym ze wszystkich stopów jest stop Nr. 2, nie nastrożający trudności przy odlewaniu, zaś możliwy przy obróbce. Naogół wpływ aluminium jest podwójny: podnosi temp. topliwości siarczków i tworzy warstwę ochronną tlenku. (Z. f. Metallkunde 1931 r., str. 151—157).

E. P.

O przemianach metali.

Autor (A. Schulze) omawia w swym artykule zachowanie się metali podczas przemian polimorficznych i magnetycznych. Rozważania obejmują następujące metale: żelazo, tal, nikiel, kobalt, mangan, cynę, antymon i cyrkon, które posiadają wyraźne punkty przemian. Następnie

omawia metale, co do których uważano dotąd, że posiadają także punkty przemian, lecz co, jak się okazuje, nie odpowiada rzeczywistości; należą tu: aluminium, cynk, kadm, bizmut, krzem, german, tytan. W końcu przytacza przyczyny mylnych wniosków. (Z. V. d. I., 1932, zes. 5, str. 108—112).

OBRABIARKI.

Hamulce pneumatyczne do obrabiarek.

W ostatnich czasach czynione są często próby zastosowania hamulców pneumatycznych do natychmiastowego zatrzymywania wrzecion obrabiarek. Autor stwierdza, że hamulce takie można ukształtować bardzo prosto i wbudować do wszystkich obrabiarek. Klocki hamulcowe mogą być uruchamiane zapomocą drążków, których końce są ukształtowane w postaci tarcz, opartych o odp. grube membrany gumowe. Powietrze sprężone wprowadza się do hamowania pod membrany, wskutek czego unika się strat powietrza. Tem samym powietrzem sprężonym można uruchamiać wyłącznik, który — odpowiednio do położenia hamulca — włącza lub wyłącza silnik elektryczny napędzający obrabiarkę.

kę, albo też zmienia kierunek jego ruchu. (L. J. Berkeley, Machinery, marzec 1932, str. 451).

TELETECHNIKA.

Telewizja na falach świetlnych.

E. F. W. Alexanderson przeprowadził w laboratorium General Electric Co. badania nad telewizją, opartą na zastosowaniu fal świetlnych do przenoszenia obrazów. Obraz odwzorowuje się tu w zwykły sposób, natomiast drgania elektryczne nie są wypromieniowywane przez odp. nadajnik, lecz modulują światło łuku elektrycznego. Dalej komórka fotoelektryczna przetwarza fale świetlne znów w drgania elektryczne, które dają ostry obraz przedmiotu w zwykłym telewizyjnym odbiorniku. Jako źródło światła, poddające się łatwo i szybko modulacji przez drgania wysokiej częstotliwości, dał łuk elektryczny wyniki zupełnie dobre, gdy poddawano działaniu drgań promieniowanie łuku samego, nie zaś krateru.

Czy ta udana próba, której wyniki mogą być rozszerzone także na przenoszenie dźwięków (muzyka i mowa), oznacza zapoczątkowanie radykalnej zmiany w radjofonii i czy w niedalekiej przyszłości każdy radjostłuchacz — co uważa Alexanderson za możliwe — będzie mógł słuchać transmisji radjofonicznych zapomocą komórki fotoelektrycznej zamiast anteny, przyczem emisja odbywać się będzie z umieszczonej gdzieś nad miastem stacji nadawczej z lukiem elektrycznym, — okaże dopiero przyszłość. (Electr. World. t. 99 (1932), str. 217).

TURBINY PAROWE.

Nowa turboprawdnica o mocy 208 000 kW.

Two Electric Generating Corporation w Chicago zainstalowało w elektrowni State Line turbinę parową, składającą się właściwie z 3 zespołów turbo-elektrycznych, mianowicie zespołu wysokiego ciśnienia o mocy 76 000 kW z prądnicą trójfazową 22 kV oraz 2 zespołów niskiego ciśnienia po 62 000 kW z prądnicami trójfazowymi 22 kV. Wzbudnice są na osiach prądnic. Zespoły niskoprężne napędzają ponadto doprężone do osi głównych po 1 prądnicy trójfazowej 4000 kW przy 2300 V dla potrzeb centrali. Liczba obrotów turbozespołów wynosi 1800 na min. Moc ogólna: $76\,000 + 2 \times 62\,000 + 2 \times 4000 = 208\,000$ kW. Chłodzenie — powietrzne, zarówno prądnic, jak i olejów smarowych.

Turbina wysokoprężna pobiera parę 33 at, 388°C przy wlocie. Para odlotowa ma 5 at ciśnienia; przechodzi ona do przegrzewacza i wchodzi do zespołów niskoprężnych przegrzana do 260°C. W zespołach tych zastosowane jest regeneracyjne podgrzewanie z odbiorem pary w 5 stopniach. Kondensacja powierzchniowa, skraplająca 727 tonn pary na godzinę. Wody chłodzącej tłoczy się 1727 tonn na minutę, z czego 91 tonn do chłodzenia powietrza do wentylacji prądnic oraz olejów smarowych.

Ta sama elektrownia zamówiła nadto zespoły na ciśnieniu pary 61 at i temp. 410°C z przegrzewaniem za częścią wysokoprężną znów do 410°C przy 20 at. Jeden taki zespół na 150 000 kW wykonywa General Electric Co., drugi — na 125 000 kW — Allis-Chalmers. Obie turbiny będą jednowałowe. (Engineering, 1 kwietnia r. b.).

St. J.

Bibliografia.

Obsługa turbin parowych. Inż. Marjan Żelistański Str. 129, rys. 26. Warszawa 1932. Cena zł. 5.

Całość książki składa się z 3 zasadniczych części, podzielonych na 6 rozdziałów: wiadomości ogólne z fizyki, rodzaje turbin i obsługa turbin.

Poszczególne części traktowane są trochę z uszczerbkiem dla zasadniczego tematu, podanego w tytule, jednakże — z drobnymi wyjątkami — służą swemu celowi: podać w więzkiej formie jak najwięcej praktycznego materiału o turbinach.

Najważniejsze punkty części trzeciej są: smarowanie łożysk, badanie mechanizmu rozrządu pary i regulatora bezpieczeństwa, uderzenia wodne w turbinie, uruchamianie turbin i kondensacji, zatrzymywanie turbin oraz ich konserwacja w czasie postoju, czyszczenie skraplaczy i okresowa rewizja turbin. Szereg przykładów liczbowych co do wielkości: próżni, zastosowania wysokiego ciśnienia, turbin przeciwprężnych i z pobieraniem pary uzupełnia wywody autora.

Książkę powinien przyswoić sobie każdy, kto ma styczność z turbinami, gdyż podane w niej wiadomości stanowią zasady pieczy nad temi maszynami, uwzględnić jednak musi następujący ustęp książki (str. 84): „Ogólnie biorąc, nie radzę nikomu stosować przy uruchamianiu turbin pomysłów własnych, domowych, lub próbować przydatność przepisów, wydanych dla pewnych turbin, do turbin różniących się od nich czy to pod względem systemu, czy też wielkości. Należy pamiętać o tem, że fabryka, specjalizująca się przez długie lata w budowie turbin określonego systemu, zna daleko lepiej ich własności, niż najbardziej nawet doświadczony ruchowiec”.

Pod tem hasłem więc zebrane wiadomości o obsłudze turbin dają bardzo cenny materiał obsługującym te nowoczesne maszyny, tembardziej, że literatura techniczna za dużo takich książek nie posiada, nie mówiąc już o literaturze polskiej.

Przechodząc do drobnych usterek wydawnictwa, proponowałbym w następnym wydaniu:

a) uzgodnić znakowania, np. prędkości (str. 6 i 7, V i v) i dodać określenie kilowata (kW), tembardziej, że dalej moce wszystkich turbin podawane są w kW; przy okazji dodać też przeliczenie kWh na kalorie;

b) wyjaśnić własności pary przegrzanej (str. 10), maszyny łokowej (str. 14) i wytlomaczyć reakcję (str. 20) w wyraźniejszej formie; o dyszy wspomniano dopiero na str. 30, a pokazano już na str. 14 [rys. 2].

W części najważniejszej, o obsłudze, przydałyby się:

1) kilka słów o filtrowaniu oleju w biegu i ogólnych warunkach technicznych oleju do turbin;

2) parę słów o szczeliwach na wodę, parę, olej i t. p.;

3) zaznaczenie o czyszczeniu skraplaczy nie tylko szczotkami stalowymi i o systematycznym rozpuszczaniu kamienia w wodzie chłodzącej, ułatwiającem czyszczenie skraplaczy;

4) wskazówki postępowania w razie pojawienia się przypuszczalnego uderzenia wodnego.

Ze książkę pisał praktyk, widać z kilku lapidarnych uwag, np. na str. 123 — o sprzecznych dążeniach kotłowni i maszynowni w wyyskaniu instalacji, lub np. o bezpieczeństwie instalacji, „o ile obsługa nie śpi”.

Kończy książkę rozdział o przyczynach niszczenia fundamentów i wnętrza turbin podczas ruchu.

Rysunki nie zawsze odpowiadają myślom autora:

rys. 3 niezupełnie tłomaczy tekst str. 18 o rozprężaniu się pary w łopatkach;

opis do rys. 26 ma podziały zapomocą liter, odnoszące się do części turbiny, znaczonej też literami, co utrudnia przejrzystość;

przydałyby się rysunek do działu o zaworach na str. 109 i ogólny schemat cyrkulacji oleju.

M. N.