

dr inż. Wacław Dobrzański

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Warszawskiej

KRYTERIA DOBORU PARAMETRÓW PRZEPLYWOWYCH I KONSTRUKCYJNYCH PAROWNIKÓW KOTŁÓW DUŻEJ MOCY

W pracy przedstawiono kryteria doboru podstawowych parametrów przepływowych i konstrukcyjnych parowników kotłów dużej mocy. Kryteria minimalnego strumienia masy, maksymalnego stopnia suchości pary i stabilności przepływu prowadzą do określenia charakterystyk przepływowych konturów cyrkulacyjnych lub przepływowych w zmiennych warunkach pracy kotła. Charakterystyki te pozwalają na dobór pomp obiegowych kotłów z cyrkulacją wspomaganą i wymuszoną oraz określenie optymalnej metody ich eksploatacji. Są one podstawą do przeprowadzenia analizy optymalizacyjnej systemów przepływowych parowników.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

OZNACZENIA

- c - krotność cyrkulacji
- d - średnica
- D - strumień pary
- E - energia
- F - przekrój
- G - strumień czynnika
- H - wysokość podnoszenia pompy

N	- moc
p	- ciśnienie
q	- strumień cieplny
Q	- strumień ciepła
S	- liczba stabilizacji
t	- temperatura, podziałka rur
(w _q)	- strumień masy
α	- współczynnik wnikania ciepła
Δ	- przyrost
τ	- czas

INDEKSY

i	- dot. grupy konturów zebranych górną komorą zbiorczą
j	- dot. grupy konturów zebranych dolną komorą zbiorczą
k	- dot. konturu
kr	- kryza
śc	- ścianka rury

1. WSTĘP

Współczesny rozwój kotłów energetycznych dużej mocy, znajdujący swe odbicie we wzroście wydajności jednostkowej oraz we wzroście wysokości parametrów roboczych, jak również w zasadniczych zmianach technologicznych, dotyczących głównie wprowadzenia szczelnych ścian membranowych i montażu blokowego - uwidocznili się szczególnie w zmianach dotyczących rozwiązań konstrukcyjnych oraz zasady działania systemów przepływowych głównego elementu kotła, jakim jest parownik. Na zmiany systemów przepływowych parowników wpływ mają również sposoby eksploatacji bloków klasycznych dużej mocy w systemie energetycznym. Pracować one muszą w przeważającej większości przypadków jako bloki o charakterze podszytowym, czego konsekwencją są częste wahania obciążenia, liczne rozruchy i od-

stawienia. Coraz powszechniejsze staje się wprowadzanie pracy z ciśnieniem poślizgowym jako jednej z metod regulacji mocy bloku. Wszystkim tym warunkom sprostać muszą systemy przepływowe parowników, zapewniając odpowiednią niezawodność i elastyczność pracy kotłów.

Podniesienie ciśnienia roboczego kotłów podkrytycznych do granicy $18 \div 18,5$ MPa postawiło nowe wymaganie dotyczące układów cyrkulacyjnych kotłów z naturalną cyrkulacją. Dalszy wzrost ciśnienia roboczego do granicy 20 MPa spowodował powszechne zastąpienie kotłów z cyrkulacją naturalną kotłami walczakowymi i bezwalczakowymi z cyrkulacją wspomaganą i wymuszoną lub kotłami przepływowymi. We wszystkich tych typach kotłów obieg wody w parowniku (lub jednokrotny przepływ) jest jednym z podstawowych parametrów eksploatacyjnych. Musi on zapewnić odpowiednie chłodzenie rur parownika we wszystkich warunkach pracy kotła. Parowniki współczesnych kotłów dużej mocy, utworzone z membranowych ekranów komory paleniskowej, w których strumienie cieplne sięgają lokalnie $300 \div 350 \text{ kW/m}^2$ w połączeniu z temperaturą spalania około 1800 K i wysokim ciśnieniem roboczym - stwarzają szczególne wymagania przepływowi czynnika, którego każde zaburzenie prowadzi może do przegrzania rur ekranowych i poważnej awarii kotła.

W tej sytuacji podstawowego znaczenia nabiera właściwy dobór parametrów przepływowych parownika i ich analiza we wszystkich warunkach pracy kotła oraz związany z tym wybór rozwiązania systemu przepływowego i ustalenie jego podstawowych parametrów konstrukcyjnych.

Problem przepływów w parownikach wyłonił się już z chwilą budowy pierwszych kotłów wodnorurowych. Liczne doświadczenia eksploatacyjne i znajomość ogólnych prawideł hydromechaniki pozwoliły na wypracowanie zasad konstrukcyjnych, zapewniających prawidłowe działanie tego podstawowego zespołu kotła przy ówczesnych parametrach roboczych i eksploatacyjnych. Równocześnie czynione były pierwsze próby znalezienia parametrów przepływu czynnika w parowniku na drodze obliczeniowej. Bariera dla przeprowadzenia tego rodzaju obliczeń była nieznaną własności przepływu czynnika dwufazowego (początkowo nie zdawano sobie w ogóle sprawy z różnic jakościowych między

przepływem czynnika jedno- i dwufazowego) występującego w parowniku kotła. Wzrost wydajności kotłów oraz podniesienie ciśnienia roboczego, połączone z licznymi awariami kotłów wynikającymi z zaburzeń przepływu w parownikach zarówno z cyrkulacją naturalną jak i przepływowych - spowodowały konieczność opracowania metod obliczeniowych obiegu wody i przepływów, uwzględniających właściwości przepływu czynnika dwufazowego. Liczne badania na stanowiskach doświadczalnych doprowadziły do określenia wielkości charakteryzujących przepływ mieszaniny parowodnej w całym zakresie parametrów fizycznych, przepływowych i geometrycznych, co z kolei pozwoliło na opracowanie odpowiednich metod obliczania oporów przepływu i sił wyporu naturalnego. Stały się one podstawą do opracowania metod obliczania naturalnego obiegu wody (np. radziecka metoda normatywna, metoda Ledinegga) oraz oporów przepływu w parownikach kotłów przepływowych. Zastosowanie tych metod do obliczeń przepływów przez parownik konkretnych kotłów dało wyniki w pewnych przypadkach bardzo zbliżone do wyników pomiarów, w niektórych zaś przypadkach wyniki obliczeń i przepływy rzeczywiste różniły się zasadniczo, czego konsekwencją były poważne awarie kotłów. Przyczyna tego stanu rzeczy nie leży w niedokładności samych metod lecz w fakcie, że mają one zastosowanie do wyodrębnionych konturów cyrkulacyjnych (przepływowych) parownika, nie zaś do całego systemu przepływowego, z tych konturów utworzonego. Są to więc metody obliczeniowe konturów cyrkulacyjnych lub przepływowych, a nie całego systemu przepływowego parownika, w którym poszczególne kontury są ze sobą powiązane, tworząc skomplikowaną sieć hydrauliczną i których wzajemne oddziaływanie, mające podstawowe znaczenie, nie może zostać pominięte.

Powstałe w ostatnich latach nowe typy kotłów, w których zmiany uwidoczniły się szczególnie w nowych rozwiązaniach systemów przepływowych parownika, zmusiły do dokonania zasadniczego przewrotu w podejściu do obliczeń przepływowych tego głównego elementu kotła już na etapie projektowania. Wielkości budowanych jednostek i związane z nimi koszty zarówno inwestycyjne jak i eksploatacyjne, nie pozwalają na jakiegokolwiek eksperymentowanie we wczesnym etapie eksploatacji i narzucają su-

rowe wymagania niezawodnościowe. Sprawą o podstawowym znaczeniu staje się dobór optymalnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

Przodujące wytwórnice kotłowe świata przeprowadzają w etapie projektowania obliczenia przepływowe kotłów na podstawie własnych doświadczeń projektowo-eksploatacyjnych, badań modelowych i metodyki obliczeń dostosowanej do konkretnego typu projektowanej jednostki. Przykładem tego może być firma Sulzer, która oferuje w formie licencji systemy przepływowe produkowanych u siebie kotłów wraz z programami na EMC liczącymi przepływy. Firmy te nie publikują swych metod obliczeniowych ani kryteriów, na których metody te są oparte. Nie ma również w światowej literaturze technicznej publikacji z ośrodków naukowo-badawczych (zajmujących się problematyką kotłową), dotyczących ogólnych kryteriów doboru parametrów przepływowych i konstrukcyjnych całościowo pojętych parowników kotłów dużej mocy wszystkich stosowanych obecnie typów oraz metod analizy ich systemów przepływowych w najszerszym zakresie warunków pracy kotłów.

Celem niniejszej pracy jest określenie ogólnych kryteriów doboru parametrów przepływowych parowników kotłów dużej mocy, traktowanych jako nierozdzielny układ oraz zależnych od nich podstawowych parametrów konstrukcyjnych, bez względu na użytą metodę obliczeń charakterystyk przepływowych poszczególnych konturów cyrkulacyjnych lub przepływowych, dla wszystkich stosowanych obecnie typów kotłów.

W pracy przeprowadzono analizę systemów przepływowych różnych typów kotłów oraz przedstawiono podstawy metodyczne obliczeń hydraulicznych kotłów z zastosowaniem elektronicznej techniki obliczeniowej. Podano również podstawy do przeprowadzenia kompleksowej optymalizacji parowników kotłów.

2. CHARAKTERYSTYKA SYSTEMÓW PRZEPIYWOWYCH PAROWNIKÓW KOTŁÓW DUŻEJ MOCY

Tradycyjny podział kotłów, zależny od typu systemu przepływowego parownika, odpowiadający ściśle rozwiązaniom produkowanych do lat 60 jednostek, wyróżniał trzy podstawowe grupy:

- kotły z cyrkulacją naturalną,
- kotły z cyrkulacją wymuszoną,
- kotły przepływowe.

Kotły z cyrkulacją naturalną w trakcie swego rozwoju ewolucyjnego osiągnęły granicę technicznie uzasadnionej wydajności około 1000 t/h (ograniczenie stanowią gabaryty walczaka jako urządzenia do separacji pary) oraz ciśnienia roboczego ok. 18 MPa przy maksymalnie uproszczonej geometrii konturów cyrkulacyjnych (centralne rury opadowe, mała liczba gięć rur wznoszących).

Kotły z cyrkulacją wymuszoną (typu La Monta) z racji małej wydajności nie były stosowane jako kotły energetyczne.

Kotły przepływowe, które pojawiły się w latach 20, w zależności od nazwiska twórcy lub miejsca powstania, dzieliły się na trzy grupy:

- kotły Bensona,
- kotły Sulzera,
- kotły Ramzina.

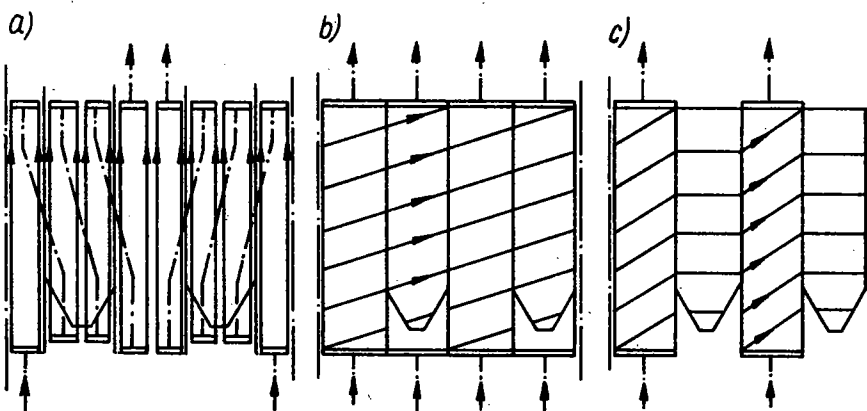
Cechami charakterystycznymi typowych kotłów Bensona były:

- nieustalony punkt końca odparowania;
- brak możliwości odsalania kotła;
- pionowe rury ekranowe spięte komorami zbiorczymi w sekcje, połączone między sobą nieogrzewanymi rurami opadowymi (rys.2.1a).

W nowszych rozwiązaniach kotłów Bensona pionowe sekcje zastąpiono sekcjami z rur w układzie meandrowym. Z uwagi na trudności zastosowania recyrkulacji wody w parowniku minimalne obciążenie kotłów Bensona jest wysokie (40 ÷ 45%).

Typowe kotły Sulzera charakteryzują się:

- ustalonym punktem odparowania (przy ciśnieniu podkrytycznym) przez zastosowanie wodooddzielacza (butli separacyjnej) na wylocie z parownika,
- możliwością odsalania kotła,
- rozdziałem czynnika na określoną liczbę równoległych węzownic (bez połączeń poprzecznych), zaopatrzonych na wlocie do podgrzewacza wody w zawory regulacyjno-dławiące.



Rys.2.1. Układy ekranowania ścian komory paleniskowej rurami parownika: a) Bensona, b) Ramzina, c) poziomo-skośny

Parownik typowego kotła Sulzera zbudowany jest z rur ułożonych meandrowo.

Kotły Ramzina, produkowane w ZSRR, posiadają następujące cechy charakterystyczne:

- rury parownika ułożone skośnie na ścianach komory paleniskowej (rys.2.1b),
- na wlocie do rur parownika zabudowane kryzy dławiące.

Kotły Ramzina budowane były zarówno na ciśnienie podkrytyczne, jak i nadkrytyczne, bez lub z wodooddzielaczem, z różnego rodzaju separatorami i przemywaniem pary, ze strefą przejściową lub bez niej.

Rozwój techniki kotłowej, stymulowany rozwojem światowej energetyki, zdezaktualizował klasyfikację kotłów, która nie odpowiada już dzisiejszemu stanowi budownictwa kotłowego. Powstały nowe typy kotłów, cechy charakterystyczne poszczegól-

nych istniejących typów zaczęły przenikać się wzajemnie, a różnice między nimi coraz bardziej się zacierają. Pompy cyrkulacyjne włączone zostały w systemy przepływowe typowe do-tychczas dla kotłów z cyrkulacją naturalną lub dla kotłów przepływowych, powstały systemy ekranowania typu Bensona lecz z wodooddzielaczem, kotły Sulzera z nieustalonym punktem odparowania, rozpowszechnił się układ rur typowy dla kotłów Ramzina w innych typach kotłów przepływowych, wreszcie typowe dla kotłów Ramzina i La Monta kryzy dławiące zastosowano w innych konstrukcjach. Powstały nowe systemy ekranowania: poziomo-skośny układ rur (rys.2.1c) oraz rury pionowe w zastosowaniu do kotłów przepływowych.

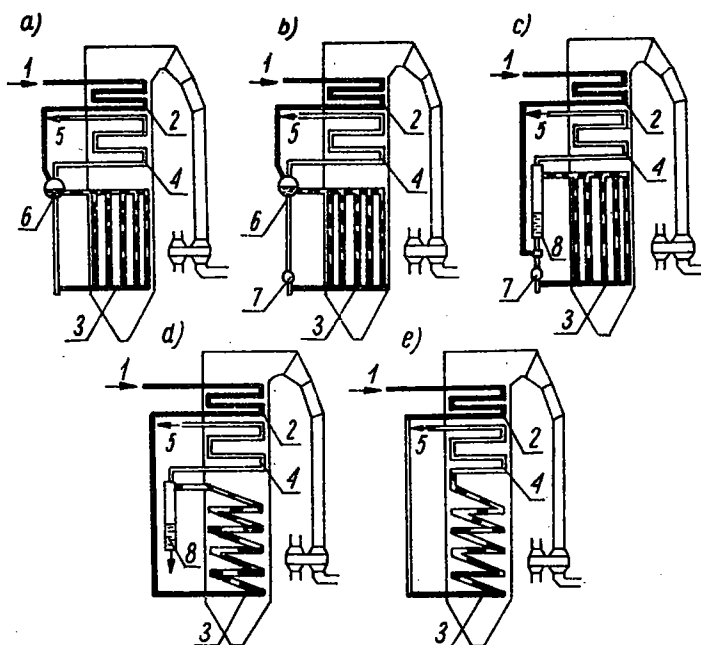
W chwili obecnej najskusniejszym wydaje się być następujący podział kotłów energetycznych dużej mocy, bazujący na typie systemu przepływowego parownika:

kotły walczakowe:

- z naturalną cyrkulacją,
 - ze wspomaganą cyrkulacją;
- kotły bezwalczakowe
- z wymuszoną cyrkulacją,
 - przepływowe z wodooddzielaczem,
 - przepływowe bez wodooddzielacza.

Schematy tych typów kotłów przedstawiono na rys.2.2.

System przepływowy parownika kotła z naturalną cyrkulacją, tworzący zamknięty układ cyrkulacyjny, w ogólnym przypadku złożony jest z następujących elementów: centralnych rur opadowych o dużej średnicy, rur doprowadzających wodę z układu opadowego do wznoszącego, o mniejszej średnicy, lecz w większej liczbie od rur opadowych, dolnych komór zbiorczych, pionowych rur wznoszących, tworzących ekran komory paleniskowej, górnych komór zbiorczych, rur odprowadzających mieszaninę parowo-wodną do walczaka oraz walczaka z urządzeniami separacyjnymi, do którego doprowadzana jest woda zasilająca, a odprowadzana para. W kotle z naturalną cyrkulacją rury wznoszące, różniące się geometrią i warunkami odbioru ciepła (które przy stosowanych dotychczas metodach obliczenia



Rys.2.2. Schematy współczesnych kotłów dużej mocy: a) kocioł walczakowy z cyrkulacją naturalną, b) kocioł walczakowy z cyrkulacją wspomaganą, c) kocioł bezwalczakowy z cyrkulacją wymuszoną, d) kocioł bezwalczakowy przepływowy z wodooddzielaczem, e) kocioł bezwalczakowy przepływowy bez wodooddzielacza; 1 - zasilanie kotła, 2 - podgrzewacz wody, 3 - parownik, 4 - przegrzewacz pary, 5 - wylot pary, 6 - walczek, 7 - pompa (zespół pomp) cyrkulacyjna, 8 - wodooddzielacz

cyrkulacji wyodrębniane były jako niezależne kontury cyrkulacyjne), łączone są ze sobą zarówno komorami górnymi, jak też dolnymi, przy czym rury doprowadzające łączą zazwyczaj poszczególne centralne rury opadowe z kilkoma różnymi komorami zbiorczymi. W tej sytuacji, mimo, że po stronie rur wznoszących można zdecydowanie wyodrębnić kontury przepływowe, w rzeczywistości oddzielne geometrycznie kontury cyrkulacyjne nie istnieją. Należy więc cały parownik kotła z naturalną cyrkulacją traktować jako nierozdzielny układ cyrkulacyjny, w którym przepływy przez jego gałęzie równoległe oddziałują na siebie, zaś siłą napędową przepływu jest różnica gęstości

wody w nieogrzewanym układzie opadowym i mieszaniny parowo-wodnej w odbierającym ciepło układzie wznoszącym.

System przepływowy parownika kotła z cyrkulacją wspomagana jest w zasadzie identyczny z systemem opisanym poprzednio. Zasadniczą różnicę stanowi zainstalowanie w układzie opadowym zespołu pomp cyrkulacyjnych wraz z odpowiednią armaturą oraz rozdział układu wznoszącego na kontury przepływowe przez zainstalowanie na wlocie do poszczególnych rur wznoszących (lub grup rur) kryz dławiących, zapewniających określony rozkład przepływów przez kontury. System ten stosuje się w kotłach walczkowych przy ciśnieniu roboczym w walczaku przekraczającym granicę $18 \div 18,5$ MPa, kiedy różnica gęstości pomiędzy wodą i parą w stanie nasycenia jest już niewystarczająca dla wywołania odpowiedniego wyporu naturalnego (wypór jest jednak jeszcze znaczny), zaś małe ciepło parowania zagraża przekroczeniem dopuszczalnego stopnia suchości pary na wylocie z rur wznoszących. Mimo wyodrębnienia konturów przepływowych na wlocie do układu wznoszącego, wzajemne połączenia konturów w górnej części układu wznoszącego oraz w całym układzie opadowym tworzą nierozdzieloną, skomplikowaną sieć hydrauliczną z wzajemnym oddziaływaniem jej gałęzi równoległych, w której dodatkową komplikację stanowi mechanizm napędowy przepływu - nakładając się działanie wspomagające przepływ pomp cyrkulacyjnych z siłami wyporu naturalnego, różnymi dla poszczególnych konturów.

Kotły bezwalczkowe z wymuszoną cyrkulacją w parowniku stanowią najnowsze rozwiązanie w dziedzinie kotłów dużej mocy i w chwili obecnej rokuja one największe perspektywy rozwojowe. Konstrukcja tego typu kotłów powstała z połączenia cech charakterystycznych kotłów z obiegiem naturalnym i kotłów przepływowych. Najprostszym rozwiązaniem konstrukcyjnym ekranowania komory paleniskowej jest pionowy układ rur, identyczny jak w kotłach z naturalną cyrkulacją. Dlatego też w kotłach przepływowych zaczęto dążyć do stosowania tego układu rur (układ ten dla kotłów przepływowych opisany będzie w dalszej części pracy). Ponieważ jednak zapewnienie odpowiednich warunków chłodzenia rur ekranowych wymaga określonego natężenia przepływu czynnika, a sumaryczny przekrój przepływowy zależy

od liczby rur, tworzących obwód komory paleniskowej (konstrukcje z nawrotami okazały się z wielu względów kłopotliwe) - zaczęto dążyć do uniezależnienia przepływu przez parownik od wydajności kotła. Tak powstały kotły bezwalczakowe z wodooddzielaczem i rurami parownika o małej średnicy (a więc cechami typowymi dla kotłów przepływowych), w których przepływ uniezależniony został od chwilowej wydajności kotła przez zainstalowanie pomp obiegowych w zamkniętym układzie cyrkulacyjnym, utworzonym z rur ekranowych, wodooddzielacza i zespołu pompowego wymuszającego cyrkulację.

Obwód komory paleniskowej, zależny od nominalnej wydajności kotła, obciążenia cieplnego przekroju paleniska i rodzaju spalanego paliwa, narzucający odpowiednią liczbę włączonych równolegle do przepływu rur ekranowych, nie jest liniowo zależny od wydajności kotła. Skutkiem tego krotność cyrkulacji zmienia się ze zmianą wydajnością kotła, osiągając wartość 1 (jednokrotny przepływ) przy wydajności ok. 2000 t/h. Kotły o niższej wydajności nominalnej pracują z włączonymi pompami cyrkulacyjnymi w całym zakresie obciążeń, kotły o większej wydajności pracują w zakresie wysokich obciążeń jako kotły przepływowe, a pompy cyrkulacyjne włączane są przy obciążeniach niższych.

Kotły bezwalczakowe z wymuszoną cyrkulacją w parowniku mogą być budowane na ciśnienia podkrytyczne i nadkrytyczne. Przy ciśnieniach nadkrytycznych stosowany jest specjalny układ Combustion Engineering - Sulzer z tzw. kombinowaną cyrkulacją, lub też kotły nadkrytyczne pracują jako przepływowe w zakresie obciążeń wysokich, zaś przy obciążeniach niższych, przy których włączane są pompy cyrkulacyjne, ciśnienie obniżane jest poniżej krytycznego.

System przepływowy kotłów bezwalczakowych z cyrkulacją wymuszoną jest w zasadzie identyczny z systemem kotłów z cyrkulacją wspomaganą. Jediną różnicę stanowi stosowanie zamiast zespołu pomp obiegowych jednej pompy (rolę walczaka spełnia wodooddzielacz). Na wlocie do układu wznoszącego stosowane są kryzy dławiące, spełniające tę samą rolę, jak w kotłach z cyrkulacją wspomaganą.

Kotły przepływowe z wodooddzielaczem są powszechnie stosowane jako jednostki energetyczne dużej mocy. Wodooddzielacz umożliwia stworzenie recyrkulacji wody w parowniku, pozwalającej na znaczne obniżenie wydajności kotła. Kotły te mogą pracować zarówno na ciśnienia podkrytyczne, jak i nadkrytyczne (wówczas wodooddzielacz staje się elementem przepływowym).

Kotły przepływowe bez wodooddzielacza charakteryzują się prostotą systemu przepływowego, jednakże ze względu na brak możliwości stosowania recyrkulacji ich minimalne obciążenie jest wysokie. W kotłach tych parownik jest elementem, w którym, oprócz odparowania, następuje częściowe przegrzanie pary. System przepływowy tego typu stosowany jest do kotłów nie wymagających niskiego minimum technicznego obciążenia, rzadko uruchamianych i odstawianych, a ponadto do kotłów przepływowych o małych wydajnościach. W chwili obecnej odstępuje się coraz częściej od stosowania tego typu kotłów.

We współczesnych kotłach przepływowych stosuje się różne rozwiązania konstrukcyjne systemów przepływowych parownika, stanowiące odmienne formy ekranowania komory paleniskowej, a mianowicie:

- meandry pionowe lub poziome,
- ekranowanie śrubowe skośne (Ramzina) lub poziomo-skośne,
- ekranowanie rurami pionowymi.

Układ meandrowy, dawniej powszechnie stosowany, obecnie jest zarzucany ze względu na stosowanie ekranów szczelnie spawanych, do których się nie nadaje. Spotyka się go w kotłach dużej mocy z systemem ścian typu "skin-casing".

Układ ekranów skośnych lub poziomo-skośnych, jako dobrze dostosowany do spawania szczelnych ścian membranowych, stosowany jest szeroko w nowoczesnych kotłach przepływowych. Układ ten charakteryzuje się tym, że rury ekranowe po wyjściu z dolnych komór zbiorczych oplatają ściany komory paleniskowej śrubowo-skośnymi pasmami o kącie pochylenia $7 \div 18^\circ$ (rys.2.1b), lub pasmami poziomymi na dwóch ścianach, a skośnymi na dwu pozostałych (rys.2.1c). System ten może być szeroko stosowany, gdyż liczba rur, tworzących równoległe pasmo przepływowe, nie zależy od obwodu komory paleniskowej. Ograniczeniem tego systemu jest wymaganie co najmniej trzy i półkrotnego opłotu

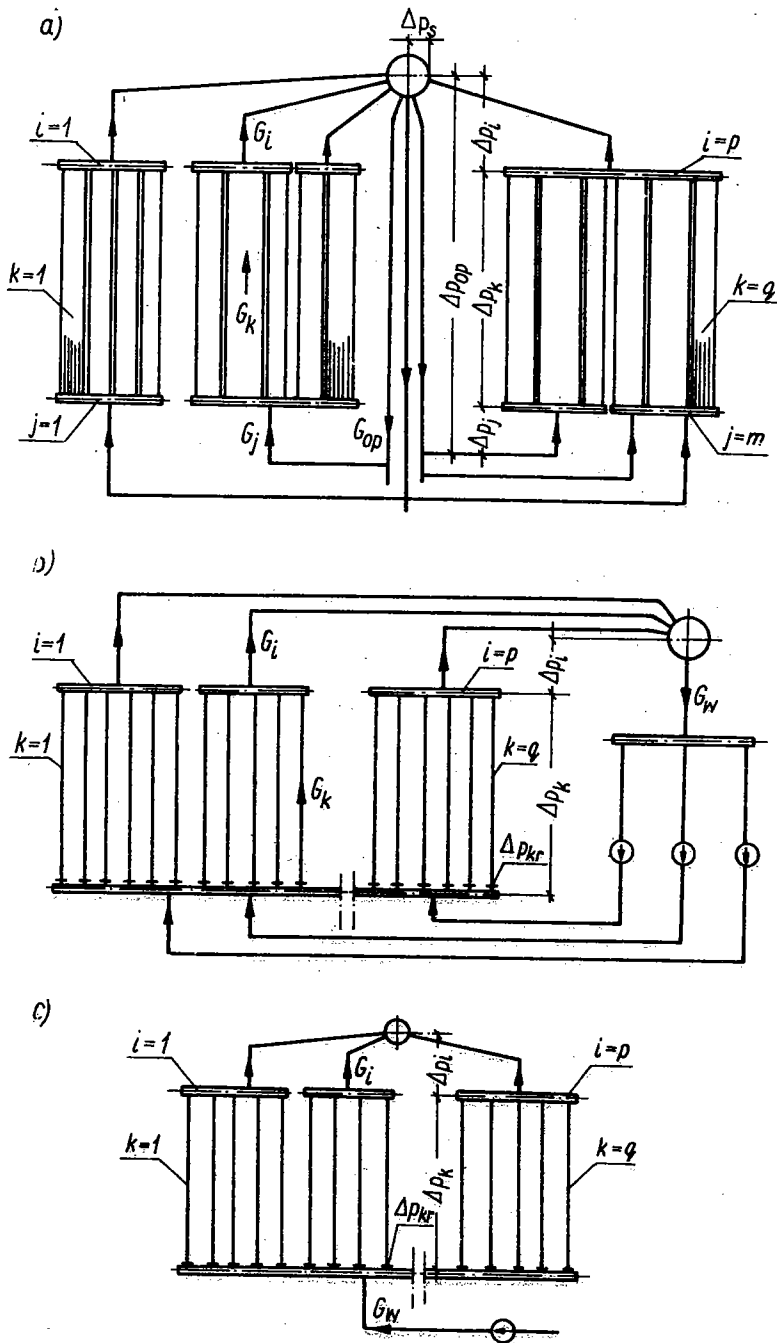
komory paleniskowej przez pasmo rur dla zabezpieczenia parownika przed nadmiernymi różnicami w odbiorze ciepła przez poszczególne rury. Wymóg ten sprawia trudności przy stosowaniu układu śrubowego dla kotłów wielkiej mocy. Nawet przy zastosowaniu rur ekranowych o dużej średnicy (44,5 lub 51 mm) szerokość pasma w kotłach o wydajności rzędu 1500 t/h dochodzi do 13 m, zaś w kotłach 2500 t/h - 18 m. Przy tak szerokich pasmach rozrzut obciążenia cieplnego na ich szerokości jest znaczny, co powoduje konieczność rozłożenia przepływów w poszczególnych grupach rur przez odpowiednie kryzowanie. Niemniej przeto układ ten stosuje się w kotłach o wydajności dochodzącej do 1800 t/h, zarówno na ciśnienia podkrytyczne jak i nadkrytyczne.

Układ ekranów z pionowymi rurami, w którym liczba rur jest ściśle związana z obwodem komory paleniskowej, dla kotłów typowo przepływowych ma ograniczone zastosowanie. Dla kotłów tych z rurami pionowymi wymagane natężenie przepływu uzyskuje się przez dobór odpowiedniej liczby nawrotów. Wymaga to stosowania dużej liczby komór zbiorczych i rur łączących, zwłaszcza przy kotłach o małej wydajności, nie ma możliwości (poza pierwszym nawrotem) stosowania kryz dławiących, przez co układ jest bardzo wrażliwy na rozrzuty cieplne, zwłaszcza przy dużej szerokości pasma. Powoduje to konieczność stosowania urządzeń wewnątrzrurowych, intensyfikujących wymianę ciepła.

3. KRYTERIA DOBORU PARAMETRÓW PRZEPLÝWOWYCH PAROWNIKÓW

Na podstawie analizy podanych uprzednio charakterystyk systemów przepływowych parowników kotłów dużej mocy można stwierdzić, że biorąc za podstawę zasadę działania tych zespołów, wyróżnić należy trzy ich typy:

- parowniki z naturalną cyrkulacją,
- parowniki ze wspomaganą lub wymuszoną cyrkulacją,
- parowniki przepływowe.



Rys.3.1. Schematy systemów przepływowych parowników: a) z naturalną cyrkulacją, b) z cyrkulacją wspomaganą lub wymuszoną, c) przepływowych

Na rys.3.1 przedstawiono najbardziej ogólne schematy systemów przepływowych trzech typów parownika.

Wspólną cechą wszystkich trzech typów parowników jest fakt, że tworzą one rozgałęzioną sieć hydrauliczną (zamkniętą lub otwartą), w której poszczególne gałęzie, zwane dalej umownie konturami cyrkulacyjnymi lub przepływowymi, różnią się ogólnie między sobą geometrią oraz ilością i warunkami odbioru ciepła. Czynnikiem przepływającym - woda - zmienia wzdłuż drogi przepływu stan skupienia, z wyjątkiem ciśnień nadkrytycznych, przy których zmiana stanu nie następuje.

Analiza zjawisk fizycznych, towarzyszących przepływowi przez parowniki kotłów, głównie zaś analiza mechanizmów wywołujących ten przepływ, jest podstawą do postawienia tezy, że nie ma istotnych różnic w przepływie przez wszystkie typy parowników i że są one przypadkami szczególnymi jednego, łączącego w sobie cechy charakterystyczne pozostałych, typu parownika.

Tym najbardziej ogólnym typem parownika jest parownik z cyrkulacją wspomaganą. Parowniki z wymuszoną cyrkulacją (rozgraniczenie pojęcie "wspomaganej" i "wymuszonej" cyrkulacji jest umowne, stosuje się je w zależności od tego, czy siły wyporu naturalnego odgrywają większą lub mniejszą rolę w mechanizmie napędowym przepływu) różnią się od poprzednich jedynie zainstalowaniem jednej pompy cyrkulacyjnej (plus rezerwa) zamiast zespołu pracujących równolegle pomp. W parowniku z cyrkulacją wspomaganą, stanowiącym rozgałęzioną sieć hydrauliczną złożoną ze zróżnicowanych konturów cyrkulacyjnych, występuje najbardziej skomplikowany mechanizm napędowy przepływu: nakładające się działanie sił wyporu naturalnego z działaniem wymuszającego przepływ zespołu pracujących równolegle pomp, przy czym sumaryczny przepływ przez parownik równy jest wydatkowi zespołu pomp, wynikającego z charakterystyki zespołu i charakterystyki przepływowej parownika.

Pozostałe typy parowników spełniają te same warunki z uwzględnieniem przypadków szczególnych:

- dla parowników z cyrkulacją naturalną wydatek pomp jest równy zeru,

- dla parowników przepływowych krotność cyrkulacji jest równa jedności, siły wyporu występują lub są równe zeru,
- przy niezróżnicowanej geometrii parownika i niezmiennych warunkach odbioru ciepła liczba konturów wynosi jeden.

Z faktu, że wszystkie typy systemów przepływowych parowników sprowadzają się do przypadków szczególnych jednego typu, zaś prawidłowy przepływ przez parownik musi spełnić jedno podstawowe zadanie, jakim jest zapewnienie odpowiednich warunków chłodzenia rur ekranowych we wszystkich warunkach pracy kotła, wynika zasadnicze stwierdzenie:

Dobór parametrów przepływowych parowników wszystkich typów kotłów opiera się na tych samych kryteriach jakościowych, od typu parownika zależna jest jedynie wartość tych kryteriów oraz dobór odpowiednich parametrów konstrukcyjnych, zapewniających określone warunki przepływu. Przy doborze parametrów przepływowych i konstrukcyjnych system przepływowo parownika traktowany być musi jako nierozdzielna całość.

3.1. KRYTERIUM MINIMALNEGO STRUMIENIA MASY

Przyjmując założenia słuszne dla przypadku parowników współczesnych kotłów, stanowiących ekrany komory paleniskowej, że:

- ze względu na fakt przejmowania ciepła przez rurę ekranową jedynie od czoła zwróconego do komory paleniskowej ekran traktować można jako ściankę płaską,
 - stopień przygotowania wody pozwala na pominięcie wpływu osadu na wewnętrznej powierzchni rury,
- maksymalną temperaturę ścianki rury, występującą na czole ścianki, określić można równaniem

$$t_{śc} = t_{cz} + q_{max} \left(\frac{\varepsilon_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (3.1)$$

gdzie:

- t_{cz} - temperatura czynnika,
 q_{max} - lokalny maksymalny strumień cieplny,
 ε_m, λ_m - grubość i współczynnik przewodzenia materiału ścianki,
 α_2 - współczynnik wnikania ciepła od ścianki do czynnika.

Dla przyjętych grubości i materiału rury temperatura ścianki jest funkcją

$$t_{śc} = f(t_{cz}, q_{max}, \alpha_2). \quad (3.2)$$

Temperatura czynnika wzdłuż drogi przepływu przez ogrzewaną część parownika zmienia się od temperatury wynikającej z entalpii wody na wlocie do części ogrzewczej ($t_w = f(i_w)$), określonej równaniem

$$i_w = \frac{i_{pw} + (c - 1)i^I}{c}, \quad (3.3)$$

gdzie:

- i_{pw} - entalpia wody za podgrzewaczem wody,
 c - krotność cyrkulacji,

do temperatury nasycenia (w przypadku kotła przepływowego bez wodooddzielacza po całkowitym odparowaniu wody występuje para przegrzana o temperaturze wyższej od nasycenia).

Lokalny maksymalny strumień cieplny zależy od rozkładu strumienia cieplnego na wysokości i szerokości komory paleniskowej oraz umiejscowienia w układzie parownika odcinka rury dla którego określana jest maksymalna temperatura ścianki.

W praktyce zarówno temperatura czynnika jak i strumienie cieplne, występujące w komorze paleniskowej, zdeterminowane są przez przyjęcie konkretnych parametrów roboczych kotła oraz rozwiązanie konstrukcyjne komory paleniskowej. Tak więc temperatura ścianki jest głównie funkcją współczynnika α_2 .

Współczynnik wnikania ciepła od ścianki rury do czynnika zależny jest od rodzaju procesu wymiany ciepła, zachodzącego w rurze wzdłuż drogi przepływu czynnika. W parowniku kotła występować mogą dwa rodzaje procesu wymiany ciepła.

a. Wymiana ciepła drogą konwekcji wymuszonej występuje przy przepływie jednofazowym, a więc w części podgrzewaczowej parownika, przy temperaturze wody niższej od nasycenia oraz, ewentualnie, w odcinku przegrzewaczym. W procesie tym, opisanym liczbą Nusselta

$$Nu = CRe^A Pr^B, \quad (3.4)$$

przy określonym charakterze przepływu wewnątrz rury oraz ustalonych parametrach termodynamicznych czynnika, współczynnik α_2 jest funkcją strumienia masy

$$\alpha_2 = C_1 (w\rho)^A. \quad (3.5)$$

b. Wymiana ciepła przy wrzeniu wewnątrz rur, połączonym z przepływem czynnika, występuje jako dominująca wzdłuż drogi przepływu przez parownik. Przy wrzeniu przechłodzonym ($t_{cz} < t_n$)

$$\alpha_2 = f(t_{cz}, (w\rho), q), \quad (3.6)$$

przy czym, w zależności od wielkości temperatury czynnika, strumienia masy i strumienia cieplnego, wystąpić może wrzenie pęcherzykowe lub błonowe (kryzys wrzenia).

Współczynnik wnikania ciepła przy izotermicznym procesie wrzenia ($t_{cz} = t_n$) zależny jest od ciśnienia czynnika, strumienia masy, strumienia cieplnego i stopnia suchości pary

$$\alpha_2 = f(p, (w\rho), q, x). \quad (3.7)$$

Przy ustalonym ciśnieniu i strumienia cieplnym, w zależności od wartości $(w\rho)$ oraz x występuje wrzenie pęcherzykowe lub błonowe.

Ostatecznie, ponieważ stopień suchości pary przy przepływie przez parownik, dla z góry ustalonego rozkładu strumieni cieplnych w komorze paleniskowej, zależny jest od strumienia czynnika, ten zaś, przy ustalonym przekroju przepływowym od strumienia masy - stwierdzić należy, że temperatura ścianki rury parownika jest bezpośrednią funkcją $(w\rho)$.

Warunkiem prawidłowej pracy parownika jest nieprzekraczanie dopuszczalnej temperatury ścianki rur ekranowych, wykonanych z konkretnego materiału, we wszystkich warunkach pracy kotła.

Ponieważ temperatura ścianki rury parownika, przy ustalonych parametrach czynnika na wejściu oraz parametrach cieplnych komory paleniskowej jest funkcją strumienia masy - można na tej podstawie sformułować pierwsze kryterium doboru parametrów przepływowych dla wszystkich typów parowników:

strumień masy we wszystkich konturach cyrkulacyjnych (przepływowych) nie może być mniejszy od minimalnego, zapewniającego nieprzekroczenie dopuszczalnej temperatury ścianki rur parownika we wszystkich warunkach pracy kotła.

Kryterium to zapisać można w postaci

$$(w\varrho)_k \geq (w\varrho)_k \min, \quad (3.8)$$

przy czym dla $(w\varrho)_k \min$ spełniona musi być zależność

$$t_{\acute{s}c} \leq t_{\acute{s}c} \text{ dop}, \quad (3.9)$$

gdzie

k - indeks oznaczający poszczególne kontury cyrkulacyjne lub przepływowe (rys.3.1).

3.2. KRYTERIUM MAKSYMALNEGO STOPNIA SUCHOŚCI PARY

Krotność cyrkulacji w konturze cyrkulacyjnym parownika określona jest jako stosunek strumienia przepływającego przez kontur czynnika do strumienia produkowanej w konturze pary

$$c_k = \frac{G_k}{D_k}. \quad (3.10)$$

W odniesieniu do całego parownika średnia krotność cyrkulacji wynosi

$$c = \frac{\sum G_k}{\sum D_k} = \frac{G_w}{D}. \quad (3.11)$$

Dla kotłów przepływowych, kiedy $G_w = D$, krotność cyrkulacji $c = 1$.

Odwrotność krotności cyrkulacji stanowi stopień suchości pary na wylocie z konturu cyrkulacyjnego

$$x_k = \frac{1}{c_k}, \quad (3.12)$$

Strumień produkowanej w konturze cyrkulacyjnym pary zależy od ilości przejmowanego przez kontur ciepła, ciśnienia czynnika roboczego i związanego z nim ciepła parowania oraz od strumienia czynnika (zależy od niego ilość ciepła potrzebna do podgrzania wody do stanu wrzenia) i jego entalpii wlotowej (równ. 3.3).

Dla kotłów walczakowych i bezwalczakowych z wodooddzielaczem (w przypadkach kiedy wodooddzielacz nie pracuje jako element przepływowy) parownik z zasady swojej pracy nie może stać się przegrzewaczem, wobec czego w skrajnym przypadku wystąpić może jedynie całkowite odparowanie płynącej przez kontur wody ($x_k = 1$). W rzeczywistości, by nie dopuścić do przegrzania pary, stopień suchości pary opuszczającej kontury musi być mniejszy od 1.

Jest to podstawą do sformułowania drugiego kryterium parametrów przepływowych parowników:

stopień suchości pary na wylocie z konturów cyrkulacyjnych (przepływowych) kotłów walczakowych, lub bezwalczakowych z wodooddzielaczem, nie może być większy od dopuszczalnego dla wszystkich warunków pracy kotła

$$x_k \leq x_{\text{dop}}. \quad (3.13)$$

Po uwzględnieniu równań (3.10) i (3.11) oraz po podstawieniu

$$G_k = F_k(w\varrho)_k, \quad (3.14)$$

gdzie:

F_k - przekrój przepływowy konturu,

kryterium to można przedstawić w postaci

$$(w\varphi)_k \min \geq \frac{D_k}{F_k x_{\text{dop}}}. \quad (3.15)$$

Wartość dopuszczalnego stopnia suchości pary zależna jest od typu parownika.

Dla parowników z cyrkulacją naturalną, w których strumień masy w konturach cyrkulacyjnych zależy jedynie od sił naturalnego wyporu, a więc założenie a priori strumienia masy jest niemożliwe - stopień suchości pary musi zapewniać warunki uniemożliwiające wystąpienie kryzysu wrzenia. W praktyce dla parowników z cyrkulacją naturalną przyjmuje się

$$x_{\text{dop}} = 0,3.$$

Dla parowników z cyrkulacją wspomaganą, w których w przypadku wypadnięcia z pracy jednej z pracujących równolegle w zespole pomp włączana jest automatycznie rezerwowa oraz dla parowników z cyrkulacją wymuszoną, uwzględniając niezbędny zapas na ewentualne błędy obliczeniowe, czy też nieuchronnie występujące w trakcie wykonawstwa i eksploatacji odchyłki stanu rzeczywistego od warunków obliczeniowych, przyjąć można

$$x_{\text{dop}} = 0,9.$$

Dla parownika z cyrkulacją wspomaganą, w których dopuszcza się krótkotrwałą pracę ze zmniejszoną liczbą pomp bez zmiany obciążenia cieplnego, x_{dop} przyjmuje się jako stosunek wydatku zespołu pomp pomniejszonego o jedną jednostkę do całkowitego wydatku zespołu (wydatki te wynikają z charakterystyki pracującego równolegle zespołu), bez uwzględniania zapasów obliczeniowych.

Dla kotłów przepływowych z wodooddzielaczem pracującym jako separator pary x_{dop} jest bliskie 1 i zależy od wielkości odsalania kotła. Jednakże dla parowników kotłów przepływowych zarówno z wodooddzielaczem jak i bez niego, ze względu na ich zasadę pracy, kryterium dopuszczalnego stopnia suchości musi być zastąpione przez kryterium równego przyrostu entalpii w brzmieniu:

przyrosty entalpii czynnika na drodze przepływu od wlotu do parownika do wodooddzielacza lub pierwszej za parownikiem komory zbiorczej dla wszystkich konturów prze-

przepływowych muszą być równe lub różnica między średnim przyrostem entalpii czynnika w parowniku, a przyrostem w konturze przepływowej mniejsza od dopuszczalnej, co można zapisać

$$\Delta i_k = \frac{G_k}{G_w} \Delta i_{sr} = \frac{Q}{G_w}, \quad (3.16)$$

gdzie:

Q_k , Q - ciepło przejęte przez czynnik w konturze przepływowej i w całym parowniku,

lub też

$$|\Delta i_k - \Delta i_{sr}| \leq \Delta i_{dop}. \quad (3.17)$$

Kryterium to w postaci warunku (3.17) stosuje się dla parowników przepływowych, w których końcowe odcinki rur pracują jako przegrzewacz. Dopuszczalna różnica entalpii zależy od możliwego do przyjęcia rozrzutu temperatur pary przegrzanej, uwarunkowanego maksymalną temperaturą ścianki rur, naprężeniami termicznymi na szerokości pasma oraz warunkami mieszania pary w komorze zbiorczej.

3.3. KRYTERIUM STABILNOŚCI PRZEPIYWU

Zagadnienie stabilności przepływu występuje przy wymuszonym przepływie przez pęczek rur równoległych, połączonym z odbiorem ciepła przez czynnik, przy kolejnym występowaniu na długości rury podgrzewania czynnika, jego odparowania i ewentualnie przegrzewu. W przypadku tym spadek ciśnienia w rurze jest funkcją strumienia masy w postaci wielomianu trzeciego stopnia (przyczyną tego jest wzrost objętości właściwej czynnika, powodujący wzrost prędkości przepływu wzdłuż rury). W ogólnym przypadku charakterystyka tego przepływu $\Delta p = f(G)$ nie jest monotoniczna, ma kształt siodłowy, tzn. istnieje obszar, w którym wzrost strumienia masy powoduje spadek oporów

przepływu. W przypadku pęczka połączonych równolegle rur prowadzi to do nierównomiernego rozdziału czynnika na poszczególne rury, a więc do wystąpienia przepływu niestabilnego.

Układami przepływowymi, w których wystąpić mogą przepływy niestabilne, są parowniki wszystkich omówionych uprzednio typów, oprócz parowników z cyrkulacją naturalną (w parownikach tych nie występuje przepływ wymuszony siłą zewnętrzną).

Kształt charakterystyki przepływowej zależy od ciśnienia czynnika, entalpii na wlocie do pęczka rur, stopnia zdławienia na dopływie, grawitacyjnej różnicy ciśnień oraz obciążenia cieplnego. Warunkiem monotoniczności charakterystyki przepływowej pęczka rur równoległych jest nierówność

$$\frac{d\Delta p}{dG} > 0. \quad (3.18)$$

Badanie stabilności przepływu [11], [12], [13], [14], [15] przeprowadzić można w oparciu o pojęcie bezwymiarowej liczby stabilności, zdefiniowanej jako

$$S = \frac{G}{\Delta p} \frac{d\Delta p}{dG}, \quad (3.19)$$

którą wyznaczyć można analitycznie z równania

$$S = \frac{2 + \frac{G}{v_{sr}^3} \frac{dv_{sr}}{dG} \left(1 - \frac{h}{R G^2 l v_{sr}^3} \right)}{1 + \frac{h}{R G^2 l v_{sr}^3}}, \quad (3.20)$$

gdzie:

$$v_{sr} = \frac{1}{l_0} \int_0^{l_0} v \, dl, \quad (3.21)$$

$$R = \frac{8\lambda_0}{\pi^2 d_w^5}, \quad (3.22)$$

$$l = l_0 + \frac{\sum \zeta_m}{\lambda_0}. \quad (3.23)$$

W powyższych równaniach oznaczono:

- G - strumień czynnika
 v - objętość właściwa czynnika,
 l_0 - długość rury,
 d_w - średnica wewnętrzna rury,
 $\lambda_0 = \frac{\lambda_t}{d_w}$ - liczba tarcia,
 ζ_m - współczynnik oporu miejscowego,
 h - wysokość niwelacyjna.

Liczbę stabilności wyznaczyć można również korzystając z charakterystyki przepływowej pęczka, sporządzonej jako funkcja $\Delta p = f(G)$ przy niezmienionym obciążeniu cieplnym. Biorąc dla dwu strumieni czynnika G_1 i G_2 odpowiadające im opory przepływu Δp_1 i Δp_2 określić można

$$S = \frac{\Delta p_1 - \Delta p_2}{G_1 - G_2} \frac{G_1 + G_2}{\Delta p_1 + \Delta p_2} \quad (3.24)$$

Liczba stabilności - S zależna jest jedynie od parametrów termodynamicznych czynnika. W podgrzewaczach wody i przegrzewaczach pary, z powodu małej zmiany objętości właściwej, liczba S jest bliska 2. Przy odparowaniu wielkość $\frac{dv_{sr}}{dG}$ jest zawsze ujemna, możliwy jest więc przypadek $S < 0$, co oznacza przepływ niestabilny.

Na tej podstawie sformułowane zostało trzecie kryterium doboru parametrów przepływowych parowników z wymuszonym przepływem czynnika:

- we wszystkich konturach cyrkulacyjnych (przepływowych)
 liczba stabilności nie może być mniejsza od minimalnej
 dla wszystkich warunków pracy kotła.

Zapisać to można jako

$$S_k \geq S_{\min} > 0. \quad (3.25)$$

Z przeprowadzonych badań wynika, że w zależności od dokładności prowadzonych obliczeń przyjąć należy S_{\min} w granicach $0,2 \div 0,5$ (mniejsze wartości dla obliczeń, w których możliwość popełnienia znacznych błędów jest mała).

Jeżeli liczba stabilności S_k w którymkolwiek konturze cyrkulacyjnym lub przepływowym jest mniejsza od S_{\min} , oznacza to, dla uzyskania stabilności przepływu, konieczność wprowadzenia na wlocie do rur konturu dodatkowego oporu przepływu, określonego zależnością

$$\Delta p_{krs} > \Delta p_k \frac{S_{\min} - S_k}{2 - S_{\min}}, \quad (3.26)$$

gdzie

Δp_k - spadek ciśnienia w konturze przy przepływie niestabilnym.

Przepływy w parownikach są zawsze stabilne, jeżeli entalpia wody na wlocie do parownika przekracza wartość 775 kJ/kg lub ciśnienie wody jest wyższe od 17 MPa. Kryterium stabilności przepływu ma więc zasadnicze znaczenie w przypadku parowników kotłów pracujących z ciśnieniem poślizgowym.

3.4. DOBÓR PARAMETRÓW PRZEPLYWOWYCH PAROWNIKÓW

Sformułowane uprzednio kryteria stanowią podstawę doboru parametrów przepływowych parownika lub ich oceny w różnych warunkach pracy kotła. Najsurowsze warunki pracy w parownikach, w których przepływ nie jest uzależniony od chwilowej wydajności kotła; występują przy znamionowym obciążeniu kotła (lub, jak często formułuje się w przypadku kotłów dużej mocy - obciążeniu maksymalnym trwałym). Dlatego też obciążenie znamionowe jest punktem wyjścia przy doborze parametrów przepływowych. Sprawdzenie warunków kryterialnych przy obciążeniach różnych od znamionowego prowadzi do dokonania ewentualnych korekt w dobranych już parametrach. Ten tok postępowania jest również konieczny ze względu na to, że przy dokonywaniu oceny warunków przepływu przy statycznie zmiennych obciążeniach kotła muszą być już wstępnie ustalone parametry konstrukcyjne parownika, zależne od wcześniej przyjętych parametrów przepływowych. Dla kotłów przepływowych jako punkt wyj-

ścia przyjąć można minimalne obciążenie kotła bez włączonej recyrkulacji, stanowiące przewidywane najsurowsze warunki pracy.

Doboru parametrów przepływowych parownika dokonuje się w sposób odmienny w zależności od typu parownika.

a. Dla parowników z cyrkulacją naturalną dobór a priori parametrów przepływowych, ze względu na istotę mechanizmu przepływu, jest niemożliwy. Parametry przepływowe zależne są od przyjętych z góry parametrów konstrukcyjnych parownika, parametrów cieplnych komory paleniskowej i parametrów fizycznych czynnika. W parowniku tego typu dokonuje się oceny parametrów przepływowych na podstawie podanych kryteriów i, w razie niespełnienia warunków kryterialnych, koryguje się parametry konstrukcyjne tak, by przepływ był właściwy. Jest więc to pośrednie droga doboru parametrów przepływowych, która w sposób bardziej szczegółowy przedstawiona zostanie w rozdziale dotyczącym doboru parametrów konstrukcyjnych. Podstawowymi parametrami przepływowymi w parownikach z cyrkulacją naturalną są: strumienie masy w poszczególnych konturach cyrkulacyjnych $(w\varrho)_k$, krotność cyrkulacji w konturach c_k oraz średnia krotność cyrkulacji w parowniku c .

b. Parowniki z cyrkulacją wspomaganą i wymuszoną, stanowiące pionowe ekrany komory paleniskowej kotła, mają zdeterminowany przekrój przepływowy konturów cyrkulacyjnych. Dobór parametrów przepływowych polega na określeniu strumieni masy w poszczególnych konturach cyrkulacyjnych oraz sumarycznego strumienia czynnika, będącego zarazem koniecznym wydatkiem pomp cyrkulacyjnych, a więc określającego średnią krotność cyrkulacji w parowniku w znamionowych warunkach pracy kotła. Od wydatku pomp cyrkulacyjnych zależy zużycie energii na pompowanie, należy więc dążyć, by wydatek ten był możliwie najmniejszy. Dlatego też przy doborze strumienia czynnika w poszczególnych konturach cyrkulacyjnych należy przyjmować minimalne strumienie masy, spełniające warunki pierwszego i drugiego kryterium.

Strumień czynnika w konturze, przy przyjęciu minimalnych strumieni masy, określa równanie

$$G_k = (w\varrho)_k \min F_k, \quad (3.27)$$

przy czym

$$F_k = n \frac{\pi}{4} d_w^2, \quad (3.28)$$

gdzie

n - liczba rur o średnicy wewnętrznej d_w , tworzących kontur cyrkulacyjny.

Sumaryczny strumień czynnika wynosi

$$G_w = \sum G_k, \quad (3.29)$$

zaś średnią krotność cyrkulacji określa równanie (3.11).

c. W parownikach kotłów przepływowych strumień czynnika jest równy chwilowemu strumieniowi produkowanej w parowniku pary, jest więc z góry zdeterminowany. Dobrany więc być musi przekrój konturów przepływowych, spełniający warunki kryterialne. Dla ustalonego technicznego minimum obciążenia kotła bez włączonej recyrkulacji oraz dla określonego z kryterium równych przyrostów entalpii strumienia czynnika w poszczególnych konturach, przyjmując z pierwszego kryterium minimalny strumień masy - określa się przekrój przepływowy poszczególnych konturów i całego parownika.

Z równania (3.16) wyznaczyć można

$$G_k = \frac{Q_k}{\Delta i_k}, \quad (3.30)$$

przy czym

$$\sum G_k = G_w = D. \quad (3.31)$$

Przekrój przepływowy konturu określa zależność

$$F_k = n \frac{\pi}{4} d_w^2 = \frac{G_k}{(w\varphi)_{k \min}}. \quad (3.32)$$

Całkowity przekrój przepływowy wynosi

$$F = \sum F_k. \quad (3.33)$$

W przypadku przyjęcia za punkt wyjścia znamionowego obciążenia kotła należy, po przyjęciu $(w\varphi)_k > (w\varphi)_{k \min}$ i uwzględ-

nieniu drugiego kryterium ustalić techniczne minimum obciążenia kotła bez recyrkulacji lub punkt włączenia pompy recyrkulacyjnej.

4. DOBÓR PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH PAROWNIKÓW

Doboru parametrów konstrukcyjnych parowników dokonuje się na dwóch integralnie związanych ze sobą etapach: etapie projektowania parownika jako elementu związanego nierozdzielnie z konstrukcją komory paleniskowej i zależnego od wybranego typu kotła oraz na etapie obliczeń przepływowych, opartych na podanych uprzednio kryteriach, z których uzyskuje się dane, będące podstawą do dokonania ewentualnych zmian w przyjętych szczegółowych rozwiązaniach konstrukcyjnych oraz wyznaczenia nowych parametrów konstrukcyjnych, zależnych jedynie od parametrów przepływowych.

W pracy niniejszej ograniczono się do zagadnienia doboru tych parametrów konstrukcyjnych parownika, które w sposób bezpośredni związane są z parametrami przepływowymi i których dobór lub zmiana mieszczą się w granicach przyjętych z góry w procesie projektowania ogólnych rozwiązań konstrukcyjnych parownika.

4.1. KONTURY CYRKULACYJNE LUB PRZEPLYWOWE

Podstawowe znaczenie przy przeprowadzaniu obliczeń hydraulicznych parowników ma właściwy dobór konturów cyrkulacyjnych lub przepływowych. Kontury te stanowią rury lub grupy rur parownika o tej samej geometrii (średnice rur, długości, kąty pochylenia, opory miejscowe) i tych samych warunkach odbioru ciepła (ilość ciepła oraz jego rozkład na długości konturu). Dobór konturów oparty więc być musi na pełnym rozeznaniu konstrukcyjnym komory paleniskowej oraz na pełnych danych

uzyskanych z obliczeń cieplnych, głównie zaś na znajomości rozkładu strumieni cieplnych na wysokości i szerokości komory paleniskowej.

Kontury cyrkulacyjne lub przepływowe połączone są ze sobą komorami zbiorczymi, tworząc rozgałęziony system przepływowy (rys.3.1), w którym wzajemne oddziaływanie na siebie przepływów w poszczególnych konturach zależy od sposobu połączeń dolnych i górnych. Analiza przepływów w konturach prowadzi do doboru takiego układu połączeń, by przepływy we wszystkich konturach spełniały warunki kryterialne w całym zakresie pracy kotła. Podejście do tego problemu zależne jest od typu parownika.

a. Parowniki z cyrkulacją naturalną, których ogólny schemat przedstawiono na rys.3.1a, rozpatrywane muszą być jako nierozdzielny, zamknięty system przepływowy, złożony z dwu układów: opadowego i wznoszącego. W ogólnym przypadku układ opadowy, złożony z centralnych rur opadowych i rur doprowadzających, podzielony jest na gałęzie równoległe, umożliwiające wystąpienie różnych strumieni czynnika w poszczególnych rurach opadowych (istnieją więc oddzielne, równoległe podsystemy cyrkulacyjne). W tej sytuacji jedynym obszarem łączącym strumienie czynnika ze wszystkich gałęzi równoległych systemu jest walczak. Z faktu tego oraz z istoty mechanizmu obiegu naturalnego, w którym nie uczestniczą żadne siły zewnętrzne, wynika podstawowe równanie, które musi być spełnione dla zamkniętego systemu cyrkulacyjnego

$$\Delta p_{sc} = 0, \quad (4.1)$$

przy czym

$$\Delta p_{sc} = \Delta p_{op} + \Delta p_d + \Delta p_{wzn} + \Delta p_{od} + \Delta p_s, \quad (4.2)$$

gdzie:

- Δp_{sc} - spadek ciśnienia w systemie cyrkulacyjnym,
- Δp_{op} - spadek ciśnienia w rurach opadowych,
- Δp_d - spadek ciśnienia w rurach doprowadzających,
- Δp_{wzn} - spadek ciśnienia w rurach wznoszonych (siły wyporu naturalnego traktowane są jako ujemne opory przepływu),

- Δp_{od} - spadek ciśnienia w rurach odprowadzających,
 Δp_s - spadek ciśnienia w urządzeniach separacyjnych.

Równanie (4.1) spełnione jest dla jednego sumarycznego strumienia czynnika G_w (przy ustalonych warunkach cieplnych). W celu wyznaczenia strumienia czynnika G_w oraz jego rozkładu na poszczególne kontury cyrkulacyjne należy:

- 1) sporządzić charakterystyki przepływowe rur opadowych
 $\Delta p_{op} = f(G_{op});$
- 2) sporządzić charakterystyki przepływowe rur doprowadzających $\Delta p_j = f(G_j)$ przyjmując założenie upraszczające, że długość rur doprowadzających do poszczególnych komór dolnych jest równa średniej;
- 3) sporządzić charakterystyki przepływowe dla poszczególnych konturów cyrkulacyjnych $\Delta p_k = f(G_k)$, zakładając kolejne wartości G_k ;
- 4) sporządzić charakterystyki przepływowe rur odprowadzających $\Delta p_i = f(G_i, x_i)$ przyjmując, że strumień czynnika G_i jest sumą strumieni G_k wpływających do komory zbiorczej i , stopień suchości pary x_i jest średnią ważoną stopni suchości x_k , zależnych od G_k , zakładając upraszczająco równomierne wymieszanie czynnika w komorze zbiorczej oraz średnią długość rur odprowadzających, wychodzących z komory i ;
- 5) sporządzić charakterystykę przepływową urządzeń separacyjnych $\Delta p_s = f(G_w)$.

Bazując na fakcie równości spadku ciśnienie we wszystkich odcinkach i gałęziach sieci połączonych ze sobą na wlocie i wylocie, co dla konkretnego schematu wyraża się równaniami kryterialnymi w postaci (przykładowo dla schematu przedstawionego na rys.3.1a):

- dla grupy konturów $i = 1$

$$\Delta p_k = \text{const}; \quad (4.3)$$

- dla grup konturów $i = 2$ oraz $i = 3$

$$\Delta p_k + \Delta p_i = \text{const}, \quad (4.4)$$

przy czym

$$\Delta p_{k(i=1)} = \text{const} \quad \text{oraz} \quad \Delta p_{k(i=2)} = \text{const}; \quad (4.5)$$

- dla grupy konturów $i = p$

$$\Delta p_j + \Delta p_k = \text{const}, \quad (4.6)$$

przy czym

$$\Delta p_{k(j=m-1)} = \text{const} \quad \text{oraz} \quad \Delta p_{k(j=m)} = \text{const}; \quad (4.7)$$

- dla wszystkich gałęzi sieci

$$\Delta p_j + \Delta p_k + \Delta p_i + \Delta p_s = \Delta p_{op}; \quad (4.8)$$

oraz ustalając równania kryterialne dotyczące strumieni czynnika w postaci:

$$G_i = \sum G_k, \quad (4.9)$$

$$G_w = \sum G_i, \quad (4.10)$$

$$G_w = \sum G_{op}, \quad (4.11)$$

$$G_w = \sum G_j, \quad (4.12)$$

$$G_{op} = \sum G_j, \quad (4.13)$$

$$G_j = \sum G_k, \quad (4.14)$$

na podstawie sporządzonych charakterystyk przepływowych wyznaczyć można strumienie czynnika w poszczególnych konturach cyrkulacyjnych G_k oraz całkowity strumień czynnika G_w . Rozwiązanie powyższego zadania dokonać można jedną ze znanych metod obliczeniowych, np. metodą iteracyjną, gradientową itp.

Wyznaczone w ten sposób przepływy przez poszczególne kontury cyrkulacyjne spełniać muszą podane w rozdz. 3.1 i 3.2 warunki kryterialne. W przypadku niespełnienia tych warunków w którymkolwiek konturze należy dokonać korekty parametrów konstrukcyjnych parownika przez:

- zmianę połączeń konturów komorami zbiorczymi (ewentualne wyłączenie konturu z połączeń),

- zmianę przekroju przepływowego rur doprowadzających,
- zmianę przekroju przepływowego rur odprowadzających,
- zmianę przekroju przepływowego rur opadowych.

b. Parowniki kotłów z cyrkulacją wspomaganą i wymuszoną oraz kotłów przepływowych, w których wyróżnić można kontury przepływowe, muszą, ze względu na mechanizm napędowy przepływu, umożliwiać rozdział czynnika na z góry określona strumienie. Konstrukcja parownika, przez odpowiednie zgrupowanie rur tworzących kontury w oddzielnych dolnych komorach zbiorczych (kryzowanie na dolocie do komory) lub umożliwienie indywidualnego kryzowania rur wznoszących, musi ten warunek uwzględnić.

4.2. DOBÓR WIELKOŚCI KRYZ DŁAWIĄCYCH

W rozdziale 3.4 podano zasady doboru parametrów przepływowych, opartych na sformułowanych uprzednio kryteriach. Na ich podstawie, w przypadku parowników, w których przepływ wymuszony jest siłą zewnętrzną (pompą), określa się z góry strumienie czynnika w poszczególnych konturach G_k , zaś całkowity strumień czynnika G_w jest sumą strumieni G_k . W parownikach tych jednym z podstawowych zadań jest dobór parametrów konstrukcyjnych, zapewniających założoną wielkość i rozkład strumieni czynnika w konturach cyrkulacyjnych lub przepływowych w warunkach uznanych za znamionowe przy ustalaniu parametrów przepływowych. Parametrami tymi są średnice kryz dławiających, instalowanych na wlocie do konturów cyrkulacyjnych.

Na rys.3.1b,c przedstawiono schematy parowników z przepływem wymuszonym. Doboru wielkości kryz dokonuje się w oparciu o podstawowe właściwości hydrauliczne rozpatrywanej sieci, tzn.:

- równości spadków ciśnienia we wszystkich konturach zebranych wspólną górną komorą zbiorczą, tworzących grupę konturów,
- równości spadków ciśnienia we wszystkich grupach konturów pomiędzy komorą dolną, a elementem łączącym wszystkie strumienie (walczak, wodooddzielacz, komora zbiorcza).

Doboru dokonuje się w trzech etapach:

1. Wyznacza się opory przepływu kryz dławiających, konieczne dla wyrównania spadku ciśnienia w poszczególnych konturach tworzących grupę konturów przy założonych G_k . W tym celu dla każdego konturu należy wyznaczyć sumaryczny opór przepływu (wypory traktuje się jako ujemny opór przepływu). Wymagany spadek ciśnienia na kryzie dla każdego konturu

$$\Delta p_{kr k} = \Delta p_{k \max} - \Delta p_k, \quad (4.15)$$

gdzie

$\Delta p_{k \max}$ - maksymalny opór przepływu w konturze występującej w rozpatrywanej grupie konturów.

Oczywiście w konturze, w którym $\Delta p_k = \Delta p_{k \max}$, opór kryzy na tym etapie będzie równy zeru.

2. Wyznacza się opory przepływu kryz dławiających, konieczne do wyrównania spadku ciśnienia w całej sieci na drodze komora dolna - górny element zbiorczy. W tym celu dla każdej grupy konturów wyznaczyć należy średni opór przepływu w rurach odprowadzających Δp_i (uwzględniając ewentualne opory przepływu urządzeń separacyjnych) wiedząc, że strumień czynnika G_i jest sumą strumieni w konturach tworzących rozpatrywaną grupę, zaś stopień suchości pary x_i jest średnią ważoną x_k . Sumaryczny spadek ciśnienia w grupie konturów wynosi

$$\Delta p_g = \Delta p_{k \max} + \Delta p_i. \quad (4.16)$$

Wymagany spadek ciśnienia dla poszczególnych grup konturów równy jest

$$\Delta p_{kr g} = \Delta p_{g \max} - \Delta p_g, \quad (4.17)$$

gdzie

$\Delta p_{g \max}$ - maksymalny sumaryczny spadek ciśnienia w grupach konturów.

W grupie konturów, w której $\Delta p_g = \Delta p_{g \max}$, opór kryzy na drugim etapie będzie równy zeru.

3. Całkowity opór kryzy zapewniający uzyskanie założonych przepływów przez poszczególne kontury wyniesie

$$\Delta p_{kr w} = \Delta p_{kr k} + \Delta p_{kr g}.$$

Jest to tzw. kryzowanie wyrównawcze.

W przypadku niespełnienia w którymkolwiek konturze kryterium stabilności przepływu należy z równania (3.26) wyznaczyć wielkość dodatkowego oporu $\Delta p_{kr s}$ (kryzowanie stabilizujące), o który należy zwiększyć wszystkie opory kryz.

Przy doborze pomp obiegowych kotłów ze wspomaganą i wymuszoną cyrkulacją okazać się może, że ich wysokość podnoszenia jest większe od oporów przepływu w parowniku przy pracy w punkcie maksymalnej sprawności. W sytuacji tej należy zwiększyć wysokością podnoszenia pomp, a oporami przepływu przez parownik. Sposób wyznaczania wartości $\Delta p_{kr p}$ opisany będzie w rozdziale 6.

Ostatecznie opór przepływu kryz dla poszczególnych konturów cyrkulacyjnych wynosi

$$\Delta p_{kr} = \Delta p_{kr w} + \Delta p_{kr s} + \Delta p_{kr p} \quad (4.19)$$

Srednicę kryzy dobiera się w zależności od średnicy wewnętrznej rury, w której kryza jest zabudowana, oraz współczynnika oporu miejscowego kryzy, określonego zależnością

$$\zeta_{kr} = \frac{2 \Delta p_{kr}}{w^2 \rho}, \quad (4.20)$$

gdzie

w, ρ - prędkość i gęstość czynnika w rurze przed kryzą.

5. WYZNACZANIE PARAMETRÓW PRZEPŁYWOWYCH PAROWNIKA W STATYCZNIE ZMIENNYCH WARUNKACH PRACY KOTŁA

Jednym z podstawowych problemów przy ocenie prawidłowości przyjętych parametrów przepływowych i konstrukcyjnych jest określenie rozkładu strumieni czynnika przy obciążeniu kotła różnym od znamionowego.

W przypadku parowników z cyrkulacją naturalną postępowania jest identyczne z opisanym w rozdziale 4.1, przy czym obliczenia przeprowadza się dla ustalonych przy obciążeniu znamionowym parametrów konstrukcyjnych oraz właściwych dla roz-

patrywanego obciążenia parametrach cieplnych komory paleniskowej i parametrach fizycznych czynnika, mających decydujący wpływ na mechanizm napędowy przepływu.

W przypadku parowników z wymuszonym przepływem czynnika rozwiązanie zagadnienia jest odmienne od podanego w rozdz. 4.2, w którym przedstawiono sposób zapewnieniażądanego rozkładu nężeń przepływu w znamionowych warunkach pracy kotła. W statycznie zmiennych warunkach pracy zmianie ulega sumaryczny przepływ czynnika przez parownik, ilość i rozkład przejmowanego w komorze paleniskowej ciepła, zmieniają się parametry czynnika: ciśnienie i temperatura wody zasilającej. Zmiana sumarycznego strumienia czynnika - G_w w przypadku kotłów przepływowych (bez recyrkulacji) jest proporcjonalna do zmiany obciążenia kotła, zaś w przypadku kotłów z cyrkulacją wspomaganą i wymuszoną zmiana G_w nastąpić może na skutek pracy pomp przy innej charakterystyce odbioru (inne opory przepływu w układzie cyrkulacyjnym) lub na skutek zmiany liczby pracujących równolegle pomp cyrkulacyjnych.

Obliczenia przedstawione w rozdziale 4.2 dotyczyły przypadku, kiedy geometria układu nie jest całkowicie zdeterminowana, a tym samym istnieje wolny parametr, jakim jest współczynnik oporu miejscowego kryzy - ζ_{kr} , który może zapewnić uzyskanie założonych wielkości strumieni w konturach - G_k . Przy obciążeniach różnych od znamionowego, po zakrzywieniu rur parownika, wielkości G_k oraz G_1 występują jako niewiadome, których bezpośrednio określenie nie jest możliwe. Zagadnienie to, zbliżone do problemu wyznaczania rozpięć w gałęziach sieci parownika z cyrkulacją naturalną, rozwiązać można znanymi metodami obliczeniowymi (iteracyjną, gradientową). Jednym z możliwych rozwiązań jest przedstawiona niżej metoda charakterystyk przepływowych.

Tok postępowania wg tej metody jest następujący:

1) dla szeregu przyjętych strumieni czynnika w konturach G_k sporządzić należy dla poszczególnych konturów charakterystyki przepływowej $\Delta p_k = f_1(G_k)$;

2) dla szeregu przyjętych strumieni czynnika w rurach odprowadzających G_1 oraz przyjętych stopni suchości pary x_1

dla poszczególnych grup konturów sporządzić należy charakterystyki przepływowe $\Delta p_i = f_2(G_i, x_i)$;

3) wykorzystując fakt równości spadków ciśnienia w konturach tworzących grupę konturów sporządzić funkcję $\Delta p_k = f_3(G_i)$, gdzie $G_i = \sum G_k (\Delta p_k = \text{const})$;

4) dla szeregu wartości G_i z funkcji f_2 oraz f_3 odczytać należy wartość Δp_k oraz Δp_i i sporządzić funkcję $\Delta p_w = f_4(G_i)$, w której $\Delta p_w = \Delta p_k + \Delta p_i$;

5) wykorzystując fakt równości spadku ciśnienia we wszystkich grupach konturów sporządzić należy funkcję $\Delta p_w = f_5(G_w)$, w której $G_w = \sum G_i (\Delta p_w = \text{const})$;

6) wychodząc ze znanej dla danego obciążenia kotła wartości sumarycznego strumienia czynnika G_w z funkcji f_5 wyznaczyć należy odpowiadający mu całkowity spadek ciśnienia w parowniku - Δp_w , z funkcji f_4 dla Δp_w odpowiednie strumienie G_i , zaś z funkcji f_3 wartości Δp_k . Ostateczny rozkład strumieni w konturach - G_k określa się z charakterystyki przepływowej f_1 dla wyznaczonych uprzednio wartości Δp_k . Ewentualna korekta obliczeń uwzględniać musi fakt, że stopień suchości pary w grupie konturów - x_i jest średnią ważoną x_k . Dla kotłów z cyrkulacją wspomaganą i wymuszoną założona wartość całkowitego strumienia czynnika - G_w wynika z przecięcia się krzywej charakterystyki pompy (zespołu pomp) z charakterystyką odbioru. Ponieważ przy obliczeniach przepływów dla obciążeń kotła różnych od znamionowego charakterystyka odbioru nie jest początkowo znana - należy założyć G_w jak dla obciążenia znamionowego, a w razie konieczności dokonać później ewentualnej korekty.

Wyznaczenie rozplwów w konturach parownika dokonane być musi dla wszystkich przewidywanych warunków pracy kotła. We wszystkich tych warunkach spełnione być muszą przedstawione w rozdz.3 warunki kryterialne. W przypadku niespełnienia kryteriów przepływowych w którymkolwiek konturze, korekcie muszą ulec przyjęte parametry przepływowe, tzn. należy zwiększyć strumień czynnika w tym konturze, a co za tym idzie i w całym parowniku lub też, przy niespełnionym kryterium stabilności,

zwiększyć opory kryz dławiących o stałą wielkość w całym parowniku.

6. DOBÓR I OKREŚLENIE WARUNKÓW PRACY POMP CYRKULACYJNYCH

W parownikach z wymuszonym przepływem czynnika pompa musi pokonać opory przepływu (ogólnie pojęte jako suma oporów i wyporów naturalnych) wzdłuż drogi obejmującej cały system przepływowy parownika. Dla kotłów przepływowych, w których przepływ przez parownik wymuszony jest przez pompę zasilającą, spadek ciśnienia w parowniku jest jedynie częścią całego spadku ciśnienia w układzie przepływowym kotła, który pokonać musi pompa. W czasie pracy kotła wydajność pompy musi odpowiadać chwilowej wydajności kotła z uwzględnieniem zmiany charakterystyki przepływowej wszystkich połączonych szeregowo elementów (podgrzewacz wody, parownik, przegrzewacze), co zapewnia odpowiedni system regulacji wydajności. Tak więc dobór parametrów pompy zasilającej częściowo jedynie zależy od parametrów przepływowych parownika.

Jednym z podstawowych elementów układu cyrkulacyjnego kotłów z obiegiem wymuszonym i wspomaganym jest pompa cyrkulacyjna (lub zespół pomp). Medium roboczym pomp cyrkulacyjnych jest woda kotłowa o poziomie ciśnienia odpowiadającym ciśnieniu robocznemu kotła i temperaturze zbliżonej do temperatury nasycenia. Kotły z obiegiem wymuszonym z racji małych krotności cyrkulacji zaopatrzone są z reguły w jedną pompę cyrkulacyjną (i ew. rezerwową) o wydajności równej iloczynowi wydajności kotła i krotności cyrkulacji, oraz o wysokości podnoszenia rzędu $0,2 \div 0,5$ MPa. Są to jednostopniowe, typowe pompy odśrodkowe o wyróżniku szybkobieżności n_{SQ} w granicach od 20 do 50, bez regulacji wydajności. Pompa pracuje w całym zakresie obciążeń cieplnych kotła, wypadnięcie jej z pracy powoduje blokadę układu paliwowego kotła. Ponieważ w całym zakresie pracy kotła wydajność pompy cyrkulacyjnej jest praktycznie

stała - krotność cyrkulacji wymuszonej jest odwrotnie proporcjonalna do obciążenia cieplnego kotła. Zarówno dobór typu i wielkości, jak i określenie warunków pracy pompy cyrkulacyjnej obiegu wymuszonego nie przedstawia problemu.

W przypadku kotłów z cyrkulacją wspomaganą dobór i określenie warunków pracy pomp cyrkulacyjnych staje się problemem o podstawowym znaczeniu. Kotły tego typu przeznaczone są wyłącznie do bloków energetycznych dużej mocy, co powoduje, że sumaryczne natężenie przepływu wody cyrkulacyjnej przez parownik przy znamionowym obciążeniu kotła jest rzędu 1000 kg/s i powyżej. Istnieje więc konieczność zainstalowania w układzie opadowym kotła zespołu kilku pracujących równolegle pomp. Są to pompy o konstrukcji specjalnej, umieszczone zazwyczaj wewnątrz centralnych rur opadowych, a więc całkowicie zalane wodą o wysokiej temperaturze, mające zapewnić wysoką niezawodność długotrwałej pracy w ciężkich warunkach. Pompy te są pompami jednostopniowymi, odśrodkowymi, o wyróżniku szybkoobrotowości n_{SQ} w granicach $60 \div 100$, ich wysokość podnoszenia w obszarze maksymalnej sprawności jest około $0,3 \div 0,4$ MPa. Z uwagi na bardzo duże zużycie energii na pompowanie (a więc duże koszty eksploatacyjne), podstawowym problemem staje się optymalny dla konkretnego kotła dobór zespołu pomp pod względem ich parametrów technicznych i charakterystyki pracy oraz określenie optymalnego sposobu ich eksploatacji w całym zakresie obciążeń cieplnych kotła. Stosowane obecnie rozwiązania konstrukcyjne nie przewidują możliwości regulacji wydajności pomp cyrkulacyjnych, zmiana natężenia przepływu wody cyrkulacyjnej odbywa się skokowo przez włączenie lub wyłączenie poszczególnych jednostek. Konieczna jest więc szczegółowa analiza pracy pomp w różnych warunkach eksploatacyjnych kotła, która pozwoliłaby na określenie właściwych momentów włączania i wyłączania pomp oraz wyznaczenie odpowiednich dla danego obciążenia cieplnego kotła natężeń przepływu wody cyrkulacyjnej. Ponadto niezbędne jest ustalenie dopuszczalnych obszarów obciążeń kotła dla wszystkich możliwych warunków współpracy z pompami obiegowymi, a tym samym sprecyzowanie zakresów dopuszczalnych obciążeń kotła w przypadku wypadnięcia z pracy jednej lub kilku zainstalowanych pomp.

Obliczenia związane z doбором pomp cyrkulacyjnych prowadzone są w oparciu o podstawowe zestawy informacji dotyczących:

- sumarycznego wydatku pomp (rozdz.3.4),
- przebiegu krzywych charakterystycznych pomp,
- przebiegu charakterystyk hydraulicznych układu cyrkulacyjnego.

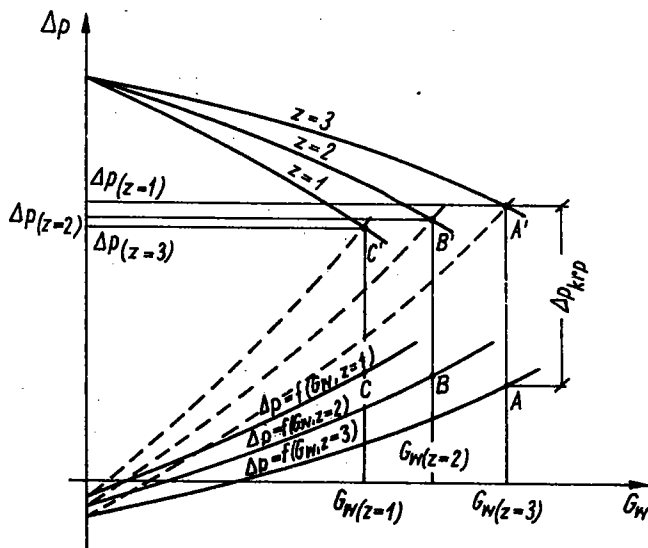
Założenie krzywych charakterystycznych pomp może zostać dokonane tylko na podstawie danych dotyczących konkretnej konstrukcji, która przebadana została na stacji prób. Jedyną drogą jest tu korzystanie z materiałów katalogowych lub ofertowych, odnoszących się do jednostek o zbliżonych parametrach technicznych, głównie zaś o zbliżonym wyróżniku szybkoobrotowości, który precyzuje ściśle typ konstrukcyjny pompy (kształt wirnika). Ostateczny dobór pompy nastąpić może spośród jednostek oferowanych przez fabryki pomp lub też można zamówić wykonanie pompy o określonej charakterystyce i parametrach nominalnych. Wymaganiom stawianym przy tego typu zamówieniach sprostać mogą jedynie przodujące firmy, dysponujące odpowiednimi stanowiskami badawczymi.

Sporządzając charakterystykę pracy zespołu pomp pamiętać należy, że przy pracy równoległej sumaryczny wydatek zespołu jest mniejszy od iloczynu liczby pomp i ich wydajności jednostkowej.

Charakterystyki hydrauliczne układu cyrkulacyjnego sporządzić należy dla wszystkich możliwych kombinacji pracujących w układzie pomp (1 pompa, 2 pompy itd.). Ogólnie opory przepływu w układzie cyrkulacyjnym są funkcją trzech podstawowych parametrów obiegu: sumarycznego natężenia przepływu, obciążenia cieplnego kotła i liczby pracujących pomp. Tak więc w przypadku ogólnym charakterystyka hydrauliczna jest funkcją trójparametrową. Ponieważ w obiegu wspomaganym decydującą rolę odgrywają opory przepływu strony opadowej, a w szczególności opory miejscowe na armaturze, wpływ obciążenia cieplnego na sumaryczne opory jest niewielki i można go pominąć. W ten sposób otrzymuje się dwuparametrowe charakterystyki obiegu, zbudowane dla średniego obciążenia cieplnego kotła (np. 70%

obciążenia znamionowego), obowiązujące w całym zakresie pracy kotła.

Wykres na rys.6.1 przedstawia opisane wyżej charakterystyki pomp cyrkulacyjnych (krzywe górne) oraz charakterystyki



Rys.6.1. Wykres współpracy zespołu pomp cyrkulacyjnych z układem przepływowym parownika z cyrkulacją wspomaganą

hydrauliczne układu przepływowego (krzywe dolne). Krzywe oznaczone przez $z = 1, z = 2, \dots, z = n$ odnoszą się do odpowiedniej liczby pracujących w układzie pomp (z - liczba pracujących pomp). Krzywy dławiące, obliczone wg zależności podanych w rozdz.4.2, zapewniają uzyskanie odpowiednich natężeń przepływu w poszczególnych konturach cyrkulacyjnych, przy których zostają spełnione warunki kryterialne dla sumarycznego natężenia przepływu wody cyrkulacyjnej - G_W . Sposób obliczenia krzyż nie uwzględniał dotychczas wymagań narzuconych przez pompy, dla których punkt pracy, odpowiadający wartości G_W , musi być punktem przecięcia charakterystyki pomp z charakterystyką obiegu. Warunek ten pozwala na znalezienie dodatkowego spadku ciśnienia na krzywie (na wykresie wartość Δp_{Krp}), który zapewni uzyskanie wartości przyjętego wcześniej sumarycznego natężenia przepływu - G_W , a tym samym średniej krot-

ności cyrkulacji przy obciążeniu znamionowym kotła. Tak uzyskana wartość dodatkowego oporu kryzowania jest wielkością stałą, którą należy dodać do obliczonych wzorem (4.18) oporów kryz poszczególnych konturów.

Zmiana współczynników oporu kryz dławiących, mimo że nie powoduje zmiany rozkładu natężenia przepływu w poszczególnych konturach cyrkulacyjnych, wymaga korekty uzyskanych uprzednio charakterystyk hydraulicznych obiegu. Nowe położenie krzywych $\Delta p = f(G_w, z)$ określa się wykorzystując fakt, że wprowadzenie dodatkowego, stałego dla wszystkich konturów oporu powoduje w każdym punkcie charakterystyki przyrost spadku ciśnienia równy

$$\Delta p_x = \Delta p_{kr} p \left(\frac{G_x}{G_w} \right)^2, \quad (6.1)$$

gdzie

x - dowolny punkt na osi odciętych.

Dodając otrzymane tak wartości do odpowiednich rzędnych uzyskanych poprzednio charakterystyk obiegu otrzymuje się ich nowe położenie - linie przerywane na wykresie rys.6.1, a tym samym - punkty przecięcia z charakterystykami pomp, co pozwala na bezpośredni odczyt natężenia przepływu dla wszystkich wariantów liczby pracujących pomp.

Określenie warunków pracy pomp cyrkulacyjnych przy zmiennym obciążeniu cieplnym kotła oraz określenie sposobu ich eksploatacji polega na ustaleniu konkretnych obciążeń kotła, przy których mogą być wyłączone z pracy lub muszą być włączone kolejne pompy. W każdych warunkach pracy układu cyrkulacyjnego we wszystkich konturach spełnione muszą być warunki kryterialne minimalnego strumienia masy oraz maksymalnego stopnia suchości pary na wylocie z konturu. Wychodząc ze zmiennego skokowo sumarycznego natężenia przepływu wody cyrkulacyjne - G_w (przejście z punktów A' do B' lub z B' do C' na wykresie rys.6.1), należy znaleźć maksymalne obciążenie cieplne kotła, przy którym dla danego G_w spełnione są oba warunki kryterialne. Obciążenie to wyznacza punkt, przy którym może być wyłączona pompa cyrkulacyjna przy zmianie obciąż-

żenia kotła, lub włączona być musi przy jego przekroczeniu w górę. Zaznaczyć należy, że ze względów bezpieczeństwa kotła równolegle pracować muszą co najmniej dwie pompy cyrkulacyjne.

W przypadku możliwości doboru zespołu pomp cyrkulacyjnych spośród różnych jednostek, różniących się charakterystykami pracy, powinna być przeprowadzona analiza prowadząca do wyboru optymalnego zespołu pompowego. Analiza taka może być przeprowadzona jedynie na podstawie dodatkowych informacji dotyczących sposobu prowadzenia bloku, w którym kocioł ma być zainstalowany, tzn. w oparciu o uporządkowany wykres obciążeń. Prowadzone wariantowo obliczenia dla wszystkich rozpatrywanych rodzajów pomp (z uwzględnieniem obszarów pracy kotła z jedną lub kilkoma pompami wyłączonymi) prowadzą do wyboru wariantu optymalnego, przy którym suma kosztów stałych i zmiennych (energia pompowania) osiąga minimum.

7. PODSTAWY METODYCZNE OBLICZEŃ HYDRAULICZNYCH PAROWNIKÓW Z ZASTOSOWANIEM ELEKTRONICZNEJ TECHNIKI OBLICZENIOWEJ

Podane w poprzednich rozdziałach kryteria i zasady doboru parametrów przepływowych i konstrukcyjnych parowników kotłów dużej mocy są z jednej strony podstawą do przeprowadzenia pełnych obliczeń hydraulicznych parowników, z drugiej zaś strony tylko w toku obliczeń mogą zostać w pełni wykorzystane, stanowiąc wraz z nimi integralną całość. Ogromna pracochłonność tego typu obliczeń czyni je realnymi tylko przy zastosowaniu elektronicznej techniki obliczeniowej.

Podstawą do przeprowadzenia obliczeń hydraulicznych parowników z zastosowaniem ETO jest sporządzenie pełnego algorytmu, zawierającego sekwencyjny zapis toku obliczeń poszczególnych elementów składowych z uwzględnieniem warunków kryterialnych i przyjętych metod obliczeniowych. Algorytm uwzględniać musi, jako jeden z głównych elementów, przyjęcie konkretnego sposobu obliczeń oporów przepływu i wyporów naturalnych czynnika dwufazowego (np. radziecka metoda normatywna,

metoda Ledinegga itp.). Algorytm, w zależności od celu i stopnia jego wykorzystania, stanowić może pełny zapis zależności, umożliwiający przeprowadzenie wszystkich przypadków szczególnych (typów) parowników lub też może stanowić zapis częściowy, przydatny jedynie dla obliczeń wybranych typów parowników.

Algorytm obliczeń jest podstawą do sporządzenia programu na EMC w konkretnym języku wchodzącym w skład oprogramowania maszyny, na której wykonane będą obliczenia. Program ten w celu zapewnienia maksymalnej uniwersalności, składać się musi z szeregu podprogramów stanowiących zamkniętą całość, które, połączone ze sobą według odpowiedniego schematu blokowego, pozwolą na rozwiązanie postawionego zadania. Budowa schematu blokowego zależy od typu i schematu przepływowego parownika oraz celu prowadzonych obliczeń (np. dobór kryz dławiających, wyznaczenie rozkładu natężenia przepływu przy różnych od znamionowego obciążeniach kotła, ustalenie sposobu eksploatacji pomp cyrkulacyjnych, kompletne obliczenie hydrauliczne parownika itp.). Schemat blokowy uwzględniać musi sekwencję prowadzonych obliczeń oraz konkretne metody numeryczne, zastosowane przy rozwiązywaniu poszczególnych zadań (np. metoda iteracyjna, gradientowa itp.). Podstawowymi podprogramami, składającymi się na uniwersalny program obliczeń hydraulicznych parowników są:

- podprogram wyznaczający charakterystyki przepływowe konturów cyrkulacyjnych lub przepływowych, uwzględniający właściwości przepływu czynnika jedno- i dwufazowego,
- podprogram wyznaczający minimalne strumienie masy w konturach,
- podprogram wyznaczający opory kryz dławiających,
- podprogram badający stabilizację przepływu,
- podprogram wyznaczający rozkład strumienia czynnika w zmieniających warunkach pracy kotła,
- podprogram ustalający sposób eksploatacji pomp cyrkulacyjnych.

Obliczenia hydrauliczne parownika kotła poprzedzone być muszą zgromadzeniem pełnych informacji dotyczących geometrii tego zespołu, ilości i rozkładu przejmowanego w komorze paleńiskowej ciepła oraz parametrów ruchowych kotła (ciśnienie,

temperatura wody zasilającej) w całym zakresie prowadzonych obliczeń. Służą one jako podstawowe dane do obliczeń. Na podstawie analizy geometrii systemu przepływowego parownika i rozkładu przejmowanego przez ekrany ciepła dokonuje się formalnego podziału układu przepływowego na kontury. Kontury dzieli się wzdłuż drogi przepływu w obszarze przejmowania ciepła na odcinki, których liczba decyduje o dokładności obliczeń.

Program na EMC obliczeń hydraulicznych parownika musi mieć właściwą strukturę formalną, uwzględniającą podział systemu przepływowego na kontury, zaś konturów na odcinki obliczeniowe oraz przeprowadzanie sekwencyjne obliczeń dla kolejnych obciążeń kotła. Wprowadzanie danych do obliczeń musi tę strukturę formalną uwzględniać. Tak więc każdemu odcinkowi konturu przypisany być musi pełny zestaw danych dotyczących jego geometrii, ilości odbieranego ciepła i parametrów fizycznych czynnika na wejściu, kolejno dla rozpatrywanych obciążeń kotła. Oprócz tych danych do programu wprowadzone być muszą odpowiednie parametry kryterialne (np. dopuszczalna temperatura ścianki rury itp.). Wreszcie program zawierać musi odpowiednie procedury obliczeniowe oraz procedury, pozwalające na określenie zmieniających się parametrów termodynamicznych czynnika, a także aproksymacje funkcji (niejednokrotnie wieloparametrowych) szeregu wielkości, głównie dotyczących właściwości przepływu czynnika dwufazowego oraz charakterystyki pomp obiegowych.

Uzyskane w toku obliczeń na EMC wyniki stanowią podstawę do przeprowadzenia wnikliwej analizy systemu przepływowego parownika, wniesienia do niego koniecznych korekt oraz ostatecznego doboru lub ustalenia podstawowych parametrów przepływowych i konstrukcyjnych: sumarycznego strumienia czynnika w parowniku i związanej z nim średniej krotności cyrkulacji, rozplwów czynnika w poszczególnych konturach, średnic kryz dławiających na wlocie do parownika oraz typu, charakterystyki i sposobu eksploatacji pomp cyrkulacyjnych. Na podstawie wyników obliczeń ustalić można dla kotłów przepływowych minimum technicznego obciążenia, zaś dla kotłów bezwalczakowych z wo-

dooddzielaczem obszar pracy z włączoną pompą obiegową lub recyrkulacyjną.

8. PODSTAWY KOMPLEKSOWEJ OPTIMALIZACJI SYSTEMÓW PRZEPŁYWOWYCH PAROWNIKÓW

Wariantowe obliczenia przepływowe parownika i analiza warunków jego pracy stanowią podstawę do przeprowadzenia kompleksowej optymalizacji tego zespołu kotła. Jako kryteria optymalizacyjne przyjęć należy dla parowników z cyrkulacją naturalną minimum kosztów inwestycyjnych, dla kotłów z cyrkulacją wspomaganą minimum kosztów rocznych, będących sumą kosztów eksploatacyjnych (zużycie energii na pompowanie) oraz zdyskontowanych kosztów inwestycyjnych. W przypadku kotłów przepływowych analiza optymalizacyjna parownika jest jedynie elementem optymalizacji całego układu przepływowego kotła, który musi być rozpatrywany nierozdzielnie.

Podstawowym warunkiem doboru wariantów rozwiązań konstrukcyjno-przepływowych parowników do analizy optymalizacyjnej jest spełnienie w nich kryteriów przepływu, dających gwarancję prawidłowej pracy we wszystkich warunkach eksploatacyjnych.

Niżej, nie wnikając w szczegółowy zapis optymalizacyjnej funkcji celu oraz jej elementów składowych, podano podstawy przeprowadzenia analizy optymalizacyjnej parownika oraz kierunki zmian wariantowych tego elementu w ogólnych ramach przyjętego rozwiązania konstrukcyjnego, bazując na parowniku z cyrkulacją wspomaganą, którego parowniki pozostałych typów są przypadkami szczególnymi.

Przeprowadzając kompleksową optymalizację parownika kotła, oprócz podstawowego narzędzia, jakim jest program na EMC do obliczeń hydraulicznych, należy dysponować:

- charakterystykami dostępnych pomp cyrkulacyjnych (z danych ofertowych),
- przewidywanym rocznym uporządkowanym wykresem obciążeń bloku,

- metodą obliczeń cieplnych szczelnych ekranów membranowych (np. [16], [17]),
- danymi dotyczącymi kosztów materiałowych i robocizny zespołów parownika.

Niżej przedstawiono elementy wchodzące w skład analizy optymalizacyjnej parownika.

a. Zespół pomp cyrkulacyjnych

Przy ustalonym sumarycznym wydatku pomp - G_w oraz ich wysokości podnoszenia - H energia pompowania wynosi

$$E_p = \sum_{i=1}^n E_{pi}, \quad (8.1)$$

przy czym

$$E_{pi} = N \tau_i, \quad (8.2)$$

gdzie:

- n - liczba pomp cyrkulacyjnych w zespole,
- N - moc pompy (zespół składa się z pomp o tej samej mocy),
- τ_i - roczny czas pracy i -tej pompy.

Doboru optymalnego zespołu pomp dokonuje się na podstawie rozważań przedstawionych w rozdz.6 w oparciu o roczny uporządkowany wykres obciążeń bloku. Poszukuje się charakterystyk pomp i ich liczby w zespole, przy których suma rocznych kosztów energii pompowania i zdyskontowanych kosztów zespołu pompowego osiąga minimum.

b. Moc pomp cyrkulacyjnych i parametry konstrukcyjne systemu przepływowego

Moc pomp cyrkulacyjnych określone jest zależnością funkcyjną

$$N = f(G_w, H, \eta_p), \quad (8.3)$$

gdzie:

- H - wysokość podnoszenia pompy równa oporom przepływu przez układ cyrkulacyjny,
- η_p - sprawność pompy (zakłada się pracę pomp w obszarze najwyższej sprawności, wobec czego $\eta_p \approx \text{const}$).

Wydatek pomp cyrkulacyjnych zależny jest od przekroju przepływowego części ogrzewanej systemu cyrkulacyjnego, two-

rzącej szczelne ekrany komory paleniskowej. Przy ustalonym obwodzie komory paleniskowej przekrój przepływowy rur parownika wynosi

$$F = n \frac{\pi}{4} d_w^2, \quad (8.4)$$

przy czym

$$n = \frac{O}{t}, \quad (8.5)$$

gdzie:

- n - liczba rur ekranowych na obwodzie komory paleniskowej,
- O - obwód komory,
- t - podziałka rur.

Średnica wewnętrzna rur d_w wynika z przyjęcia normalnych średnic rur kotłowych oraz z grubości ścianki, która ze względów technologicznych wynosić musi co najmniej 5 mm.

Liczba rur ekranowych zależna jest od podziałki t. Wybór maksymalnej podziałki uzależniony jest od dopuszczalnej dla przyjętego materiału temperatury płaskownika między rurami, dokonany więc być musi na podstawie obliczeń cieplnych ekranu membranowego.

Koszt 1 m^2 ekranu szczelnego, będący sumą kosztów materiałowych i robocizny, zależny jest od przyjętej średnicy rur ekranowych oraz maksymalnej dopuszczalnej podziałki. Ostatecznie więc zmiana strumienia czynnika w systemie cyrkulacyjnym, oprócz zmiany mocy pomp, wpływa na koszty inwestycyjne parownika.

Zmiana przekroju przepływowego rur ekranowych powoduje zmianę oporów przepływu czynnika. Na całkowite opory przepływu w systemie wpływ ma również przekrój przepływowy (liczba rur i ich średnice) w układzie opadowym. Zmiana parametrów konstrukcyjnych układu opadowego wpływa na jego koszt inwestycyjny.

Ostatecznie zmiana całkowitego strumienia masy czynnika wpływa na zmianę mocy zespołu pompowego zarówno od strony jego wydajności, jak i wysokości podnoszenia (o ile znamionowe wysokości podnoszenia pompy nie jest wyższa od oporów przepływu w systemie cyrkulacyjnym, co powoduje konieczność wprowadzenia

dodatkowych oporów kryz dławiających), z drugiej zaś strony powoduje zmiany w kosztach inwestycyjnych parownika (włączając w nie koszty zespołu pompowego).

Analiza optymalizacyjna prowadzona na podanych wyżej podstawach prowadzi w ostateczności do doboru:

- zespołu pompowego (łącznie ze sposobem jego eksploatacji), tzn. liczby, parametrów znamionowych i charakterystyki pomp,
- liczby i średnic rur układu wznoszącego,
- liczby i średnic rur układu opadowego.

9. PODSUMOWANIE

Parowniki współczesnych kotłów dużej mocy stanowiące jeden z podstawowych elementów kotła stwarzają, z uwagi na obecne rozwiązania konstrukcyjno-technologiczne, parametry eksploatacyjne komór paleniskowych, wysokie ciśnienie robocze oraz konieczność zapewnienia wysokiej niezawodności pracy, szczególne wymagania przepływowi czynnika, którego każde zaburzenie prowadzi do poważnej awarii kotła.

W tej sytuacji podstawowego znaczenia nabiera właściwy dobór parametrów przepływowych parownika i ich analiza we wszystkich warunkach pracy kotła oraz związany z tym wybór rozwiązania systemu przepływowego i ustalenie jego podstawowych parametrów konstrukcyjnych.

Analiza systemów przepływowych parowników oraz mechanizmu przepływu czynnika przez rozgałęzioną sieć hydrauliczną parownika prowadzi do stwierdzenia, że nie ma istotnych różnic w przepływie przez wszystkie typy parowników, które są przypadkami szczególnymi jednego, łączącego w sobie cechy pozostałych, typu parownika. W rezultacie tego dobór parametrów przepływowych parowników wszystkich typów kotłów opierać się musi na tych samych kryteriach jakościowych, zaś od konkretnego typu parownika zależy jedynie wartość tych kryteriów oraz dobór odpowiednich parametrów konstrukcyjnych, zapewniających określone warunki przepływu, przy czym ze względu na

wzajemne oddziaływanie na siebie równoległych gałęzi systemu przepływowego parownik traktowany być musi jako nierozdzielna całość.

Kryteria doboru parametrów przepływowych:

- kryterium minimalnego strumienia masy,
 - kryterium maksymalnego stopnia suchości pary lub równego przyrostu entalpii,
 - kryterium stabilności przepływu,
- muszą być spełnione dla wszystkich konturów cyrkulacyjnych lub przepływowych parownika we wszystkich warunkach pracy kotła.

Analiza przepływów przy znamionowych i statycznie zmiennych obciążeniach kotła z uwzględnieniem warunków kryterialnych prowadzi do ustalenia podstawowych parametrów konstrukcyjnych: doboru połączeń sieci przepływowej parownika, oporów kryz dławiających na wlocie do konturów oraz wydajności i charakterystyki pomp cyrkulacyjnych. Jest ona również podstawą do przeprowadzenia kompleksowej optymalizacji systemu przepływowego parownika z uwzględnieniem optymalnego sposobu eksploatacji zespołu pomp cyrkulacyjnych.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Orłowski P., Dobrzański W., Szwarz E.: Kotły parowe. Konstrukcja i obliczenia. WNT, Warszawa, 1978 (zapowiedź wydawnicza).
- [2] Dobrzański W.: Kryteria doboru parametrów konstrukcyjnych i przepływowych parowników kotłów ze wspomaganą i wymuszoną cyrkulacją z uwzględnieniem zmiennych warunków pracy. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1978. Zeszyt 66 "Energetyka".
- [3] Dobrzański W.: Zastosowanie ETO do wyznaczania parametrów konstrukcyjnych i przepływowych parowników kotłów ze wspomaganą i wymuszoną cyrkulacją. Referat na konferencję "Zastosowanie emc w pracach inżynierskich". NOT, Katowice 1978 (materiały w druku).
- [4] Dobrzański W., Jankowski Z., Kurpisz Ł.: Metodyka obliczeń cyrkulacji wspomaganą i oporów przepływu w kotłach przepływowych, cz. I-IV. ITC PW, Warszawa, 1973-74 (nie publikowane).

- [5] Dobrzański W., Jankowski Z., Kurpisz Ł.: Obliczenia i analiza obiegu wody w kotle AP-1650 dla bloku 500 MW. ITC PW, Warszawa 1972 (nie publikowane).
- [6] Dobrzański W., Jankowski Z., Kurpisz Ł.: Analiza układu cyrkulacyjnego i obiegu wody kotła AP-1650 wg projektu licencyjnego VKW-Dusseldorf. ITC PW, Warszawa 1974 (nie publikowane).
- [7] Dobrzański W., Jankowski Z., Kurpisz Ł.: Analiza przepływów w parowniku kotła przepływowego dla bloku 500 MW wg oferty radzieckiej. ITC PW, Warszawa 1975 (nie publikowane).
- [8] Jankowski Zb.: Analiza wspomaganego obiegu wody w kotłach wysokoprężnych. Warszawa 1972 (praca doktorska).
- [9] Miszak P.: Aktuelle Probleme des Sulzer-Einrohrdampferzeugers. Sulzer, Bericht Nr 1246, 1974.
- [10] Mazurkiewicz A.: Kotły bezwalczakowe - systemy przepływu i rozwiązania konstrukcyjne parownika. Gospodarka paliwami i energią, 1973/3.
- [11] Dolezal R.: Durchlaufkessel. Vulkan-Verlag Dr W. Classen, Essen 1962.
- [12] Blunck D.: Stromungsinstabilitaten bei Zwangdurchlauf. BWK, 1969/6.
- [13] Herbert W.: Probleme der Stromungstabilitat in Verdampferrohren. Energietechnik 1972/8.
- [14] Stoffels P.H.: Die Stromungstabilitat in abwärtsdurchstomten Speisewasserwarmern. BWK, 1971/7.
- [15] Ledinehh M., Wiesenberger J.: Stromung in beheizten Rohrregistern. VGB Kraftwerkstechnik 55, Heft 9, Sept. 1975.
- [16] Golberg A.I.: Rascet i proektirowanie celnoswarynych ekranow kotelnych agregatow. Izd. Energia, Leningrad 1975.
- [17] Bendkowski J., Cwiertka T.: Obliczanie pola temperatur w rurach opletwowanych na maszynie cyfrowej ODRA 1204. Opracowanie CBKK, Tarnowskie Góry 1969.

КРИТЕРИИ ВЫБОРА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЕЙ КОТЛОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

В работе приводятся критерии выбора основных гидравлических и конструкционных параметров испарителей котлов большой мощности. Критерии минимального расхода массы, минимальной влажности пара и стабильности течения ведут к определению гидравлических характеристик циркуляционных или прямоточных контуров как в постоянном так и в переменных режимах работы котла. Эти характеристики дают возможность выбора циркуляционных насосов для котлов со вспомогательной и принудительной циркуляцией, а также возможность определения оптимального метода эксплуатации этих насосов. Эти характеристики являются основой для проведения оптимизационного анализа гидравлических систем испарителей.

THE CRITERIA OF FLOW AND DESIGN PARAMETERS SELECTION OF LARGE STEAM BOILER EVAPORATORS

S u m m a r y

Criteria for basic flow and design parameters selection of large steam boiler evaporators are described. Criteria for the minimum mass flow, the maximum vapour quality and the flow stability lead to determination of circulation or flow contour characteristics under variable conditions of boiler operation. These characteristics permit to select circulating pumps for assisted and forced circulation boilers and to define the optimal method of exploitation. The flow characteristics are the base for optimization analysis of evaporator flow systems.