

Krzysztof M. Ostrowski, Dariusz Wierzbicki

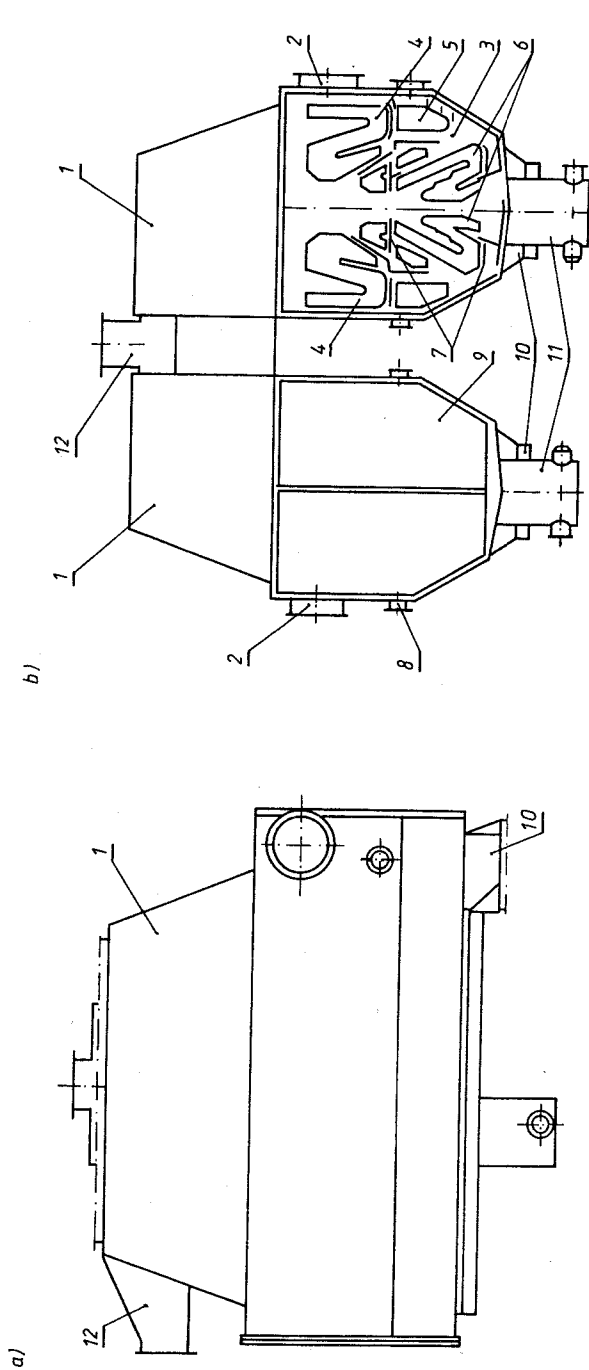
Instytut Techniki Ciepłej

PORÓWNANIE WYNIKÓW EKSPERYMENTALNYCH BADAŃ SKRAPLACZA W ŁAZISKACH Z OBLICZENIAMI

W pracy przedstawiono wyniki eksperymentalnych badań skraplacza energetycznego bloku 200 MW w elektrowni Łaziska. Mierzono przyrosty temperatury wody chłodzącej w rurach w pęku skraplacza. Na podstawie pomiarów wyznaczono gęstości strumienia ciepła i współczynniki przenikania ciepła w pęku i dokonano ich porównania z wartościami obliczonymi numerycznie.

WSTĘP

Rozwój energetyki pociąga za sobą wzrost mocy budowanych obecnie bloków energetycznych; moc cieplna jednych z głównych elementów bloku, skraplaczy energetycznych, dochodzi do 1000 MW. W przypadku bloku o mocy elektrycznej 200 MW skraplacz (rys. 1) zawiera 2280 rurek o średnicy 32 mm i o długości 9 m i zajmuje objętość ok. 350 m³. Konstrukcja skraplaczy w znacznym stopniu wpływa na sprawność wytwarzania energii w bloku. Obniżenie ciśnienia skraplania pary obiegowej o 1 Tr powoduje oszczędności ok. 2 mln \$ rocznie w przypadku typowego bloku 600 MW. W Kanadzie szacuje się, że poprawa konstrukcji i eksploatacji skraplaczy mogłaby spowodować oszczędności rzędu 150÷200 mln \$ (wynikające z poprawy sprawności bloków). Celem doskonalenia konstrukcji jest zatem zmniejszenie ciśnienia skraplania pary, co jest równoznaczne ze zmniejszeniem różnicy temperatury między parą i wodą na wlocie do skraplacza. Obniżenie ciśnienia pary w gardzieli wlotowej skraplacza związane jest bezpośrednio ze zmniejszeniem strat ciśnienia pary przy przepływie przez skraplacz. Z tego względu, już w fazie projektowania skraplaczy, pojawiła się potrzeba całościowego traktowania problemów przepływowych i konstrukcyjnych (wyznaczanie kształtu pęku i kanałów doprowadzających parę, konstrukcja i położenie kanałów odsysających mieszaninę



Rys. 1. Schemat skraplacza energetycznego: a) widok od strony komory wodnej z widocznym zarysem pęku w lewej połowie; 1 – komora parowa, 2 – króćce wylotowe wody chłodzącej, 3 – przestrzeń kanałów pary, 4 – pęk rur dla drugiego biegu wody chłodzącej, 5 – rury w dochtadzaczu, 6 – pęk rur dla pierwszego biegu wody chłodzącej, 7 – tace, 8 – odprowadzenie mieszaniny parowo-gazowej, 9 – pokrywa komory wodnej, 10 – króciec wlotowy wody, 11 – zbiornik skroplin, 12 – doprowadzenie pary zrzutowej

parowo-gazową), co zmusza konstruktorów do sięgania po nowe narzędzia i rozwiązania. Podstawowymi zadaniami związanymi z przepływem i skraplaniem się pary, które konstruktor powinien rozważyć przy projektowaniu skraplacza, są:

- unikanie powstawania stref zalegania gazu inertyjnego,
- poprawa współczynników transportowych,
- udoskonalenie systemu odsysania mieszaniny parowo-gazowej.

Na dodatkowy wzrost ciśnienia pary na wlocie do skraplacza wpływają również warunki eksploatacyjne: występowanie osadu na powierzchni wewnętrznej rurek chłodzących, nadmierny dopływ powietrza do skraplacza przez nieszczelności. Warstwa osadu, jak podano w [1], może powodować 50% wzrost oporów cieplnych, co prowadzi do wzrostu ciśnienia pary na wlocie do skraplacza o ok. 1500 Pa.

Praktycznie wszystkie wymienione wyżej problemy wymagają podjęcia szeregu badań zarówno podstawowych, jak i symulacyjnych. Badania symulacyjne w pełnej skali z wieloma punktami pomiarowymi są utrudnione, a przede wszystkim kosztowne. Badania modelowe, z uwagi na niemożność jednoczesnego spełnienia wymaganych kryteriów, mogą wprowadzać nieścisłości, które zwielokrotnią się w pełnej skali. Wzrost mocy obliczeniowej komputerów umożliwia przeprowadzanie symulacji numerycznej, opartej na matematycznym modelu zjawisk przebiegających w skraplaczu [2], wymaga to jednak znajomości parametrów występujących w opisie. Niektóre z nich wymagają identyfikacji eksperymentalnej.

Prace dotyczące skraplaczy energetycznych są prowadzone w Zakładzie Aparatury Procesowej i Chłodnictwa ITC PW od kilku lat. W okresie ostatnich czterech lat, z udziałem autorów, prowadzono prace badawcze i konstrukcyjne, w tym między innymi: projekt nowego pęku dla Łazisk (nie zrealizowany), zmiana pęku, przy nie zmienionej obudowie, w Halembie, projekt nowego kształtu pęku dla Chwałowic. W Zakładzie powstał i jest nadal rozwijany dwuwymiarowy program numeryczny do symulacji działania skraplacza energetycznego. Opis modelu matematycznego i powstałego na jego podstawie symulatora zawierają pozycje [3] i [4]. Spośród prac eksperymentalnych wymienić można pomiary skraplaczy w Halembie i Łaziskach. Równolegle prowadzone były badania o charakterze podstawowym. Ich celem była identyfikacja parametryczna modelu skraplacza, a szczególnie pomiary oporów cieplnych osadów oraz rozwój metod obliczeniowych. Wszystkie typy prac prowadzono równolegle, poprzez ciągłe doskonalenie opisu i jego weryfikację na drodze eksperymentalnej. Uzyskano w tym zakresie znaczny postęp, ale wciąż napotykamy na wątpliwości, które wymagają rozstrzygnięcia.

Przedstawiona w artykule analiza wyników eksperymentalnych i ich porównanie z wynikami otrzymanymi metodami obliczeniowymi dotyczy własnych badań skraplacza o mocy cieplnej ok. 300 MW, o pasmowej konstrukcji pęku w elektrowni Łaziska. W warunkach normalnej eksploatacji skraplacza, ze

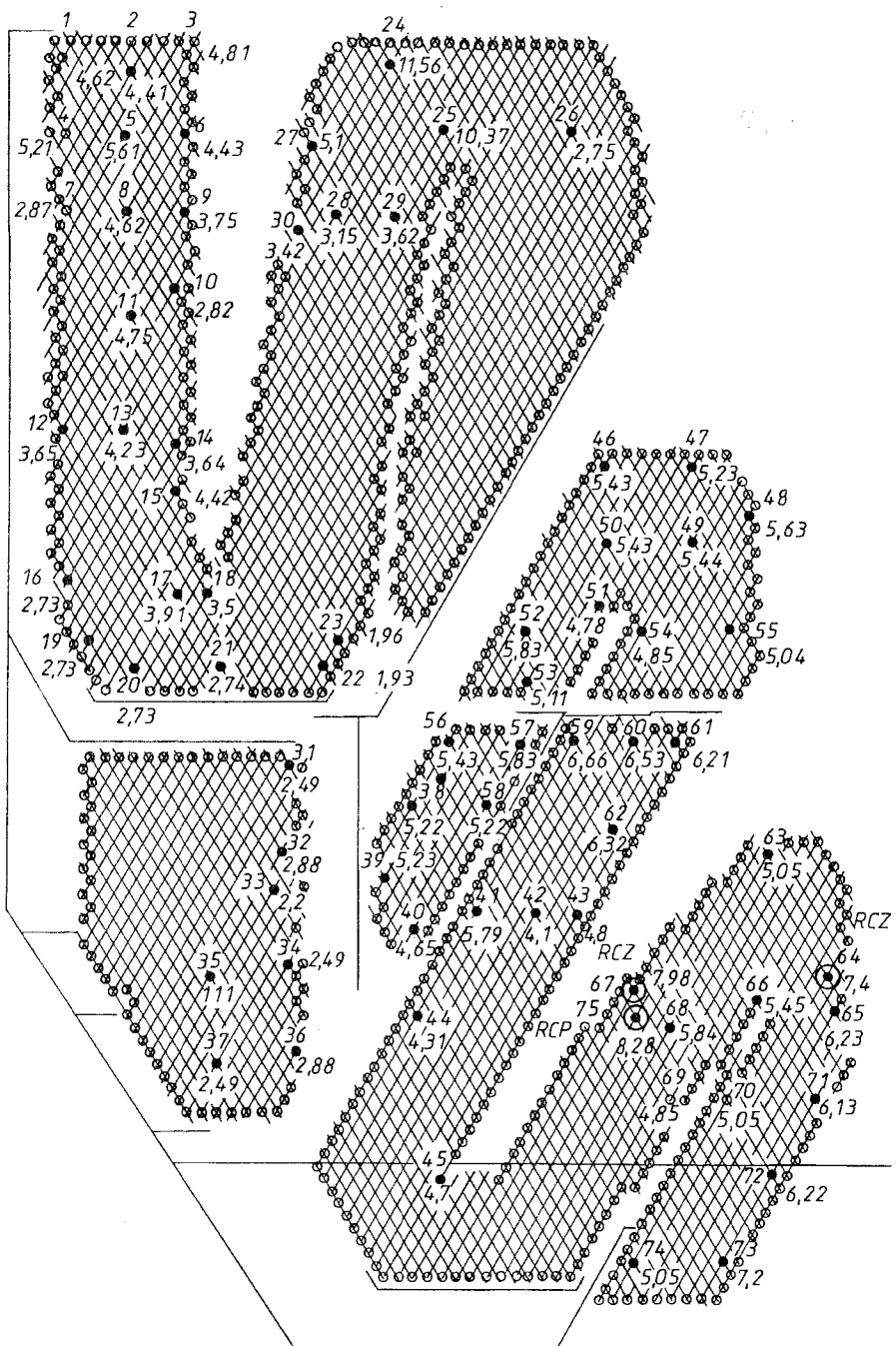
względu na koszty i możliwości techniczne zmierzono przyrosty temperatury wody chłodzącej w wybranych rurkach w pęku. Parametry te bezpośrednio określają strumień kondensującej pary, ale tylko w sposób pośredni mogą określać jakość skraplacza. W tym celu należy je odpowiednio przetransformować. Jest to możliwe dzięki wykorzystaniu symulacyjnych obliczeń skraplacza, dla którego przeprowadzono eksperyment.

1. DANE DOŚWIADCZALNE I TEORETYCZNE – PORÓWNANIE

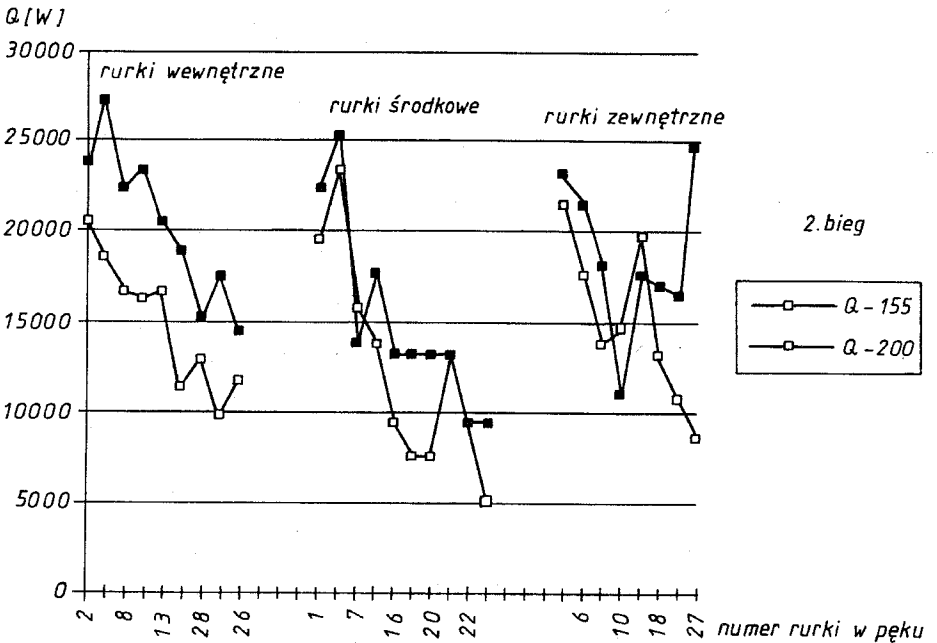
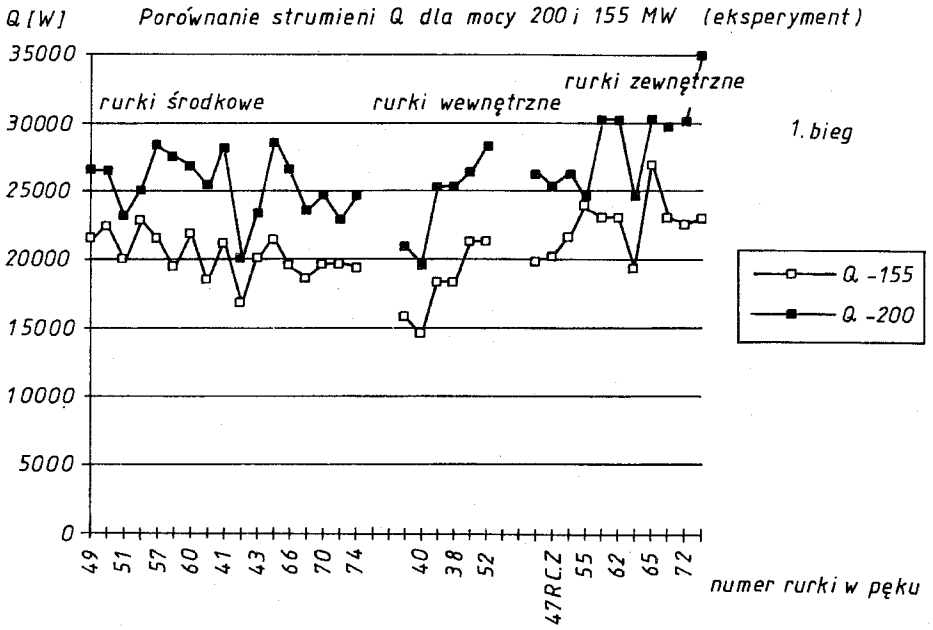
Eksperyment przeprowadzono dla skraplacza bloku 200 MW w Elektrowni Łaziska przy zmiennych (155 ÷ 200 MW) obciążeniach bloku. Zmierzono przyrosty temperatur wody chłodzącej w wybranych rurach oraz dokonano standardowych pomiarów parametrów charakteryzujących ogólne działanie skraplacza, między innymi temperaturę pary na wlocie do skraplacza, strumień wody chłodzącej, ciśnienie mieszaniny parowo-gazowej. Dokładny opis badań i użytej aparatury zawarto w pracach [3, 4]. Na rysunku 2 pokazano przekrój skraplacza z naniesionymi punktami pomiarowymi. Na rysunku zaznaczono także zmierzone przyrosty temperatury wody chłodzącej w badanych rurkach skraplacza – punktach pomiarowych.

Jednym ze składowych oporów cieplnych mogących wywierać znaczny wpływ na działanie skraplacza jest opór osadów po stronie wody chłodzącej. Obecny stan wiedzy nie pozwala na teoretyczne wyznaczenie wielkości tych oporów. W trakcie badań opór osadów określono poprzez pomiar przyrostów temperatury wody chłodzącej w wyczyszczonych bezpośrednio przed pomiarem rurkach skraplacza i porównanie zmierzonych przyrostów z przyrostami w sąsiednich, z nie naruszonymi osadami, rurkach skraplacza. Na podstawie uzyskanych danych obliczono, że opór osadu wynosi $25 \cdot 10^{-5} \text{ m} \cdot \text{K/W}$, czyli parokrotnie więcej niż opór osadów w skraplaczach z systemami ciągłego czyszczenia rur.

Uzyskane przyrosty temperatury wody chłodzącej są podstawą do wyznaczenia strumienia ciepła wymienianego na powierzchni poszczególnych rurek. Do wyznaczenia strumienia ciepła potrzebne są również wartości prędkości wody w badanych rurkach. Założono, że przy znanym globalnym przepływie wody chłodzącej przez skraplacz prędkość wody chłodzącej jest taka sama we wszystkich rurkach dla poszczególnych biegów. Na rysunku 3 pokazano rozkłady strumieni wymienianego ciepła na powierzchni badanych rur – Q , w przypadku skrajnych mocy bloku (155 i 200 MW) dla obu biegów skraplacza. Na osi poziomej umieszczono numery punktów pomiarowych pokazane wcześniej na rys. 2. Charakterystyczną cechą przedstawionych rozkładów, które podzielono na trzy grupy w zależności od lokalizacji rurki w stosunku do



Rys. 2. Usytuowanie punktów pomiarowych (oznaczonych liczbami od 1 do 75) temperatury wody chłodzącej w pęku. Obok numerów punktów naniesione zostały zmierzone wartości przyrostów temperatury wody chłodzącej w poszczególnych rurkach – punktach pomiarowych dla mocy bloku 200 MW



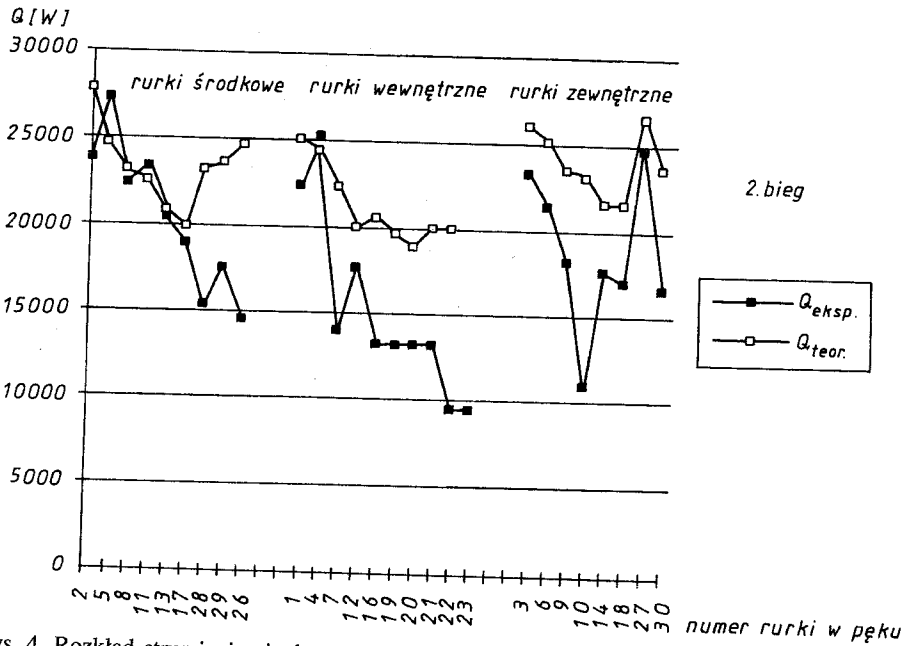
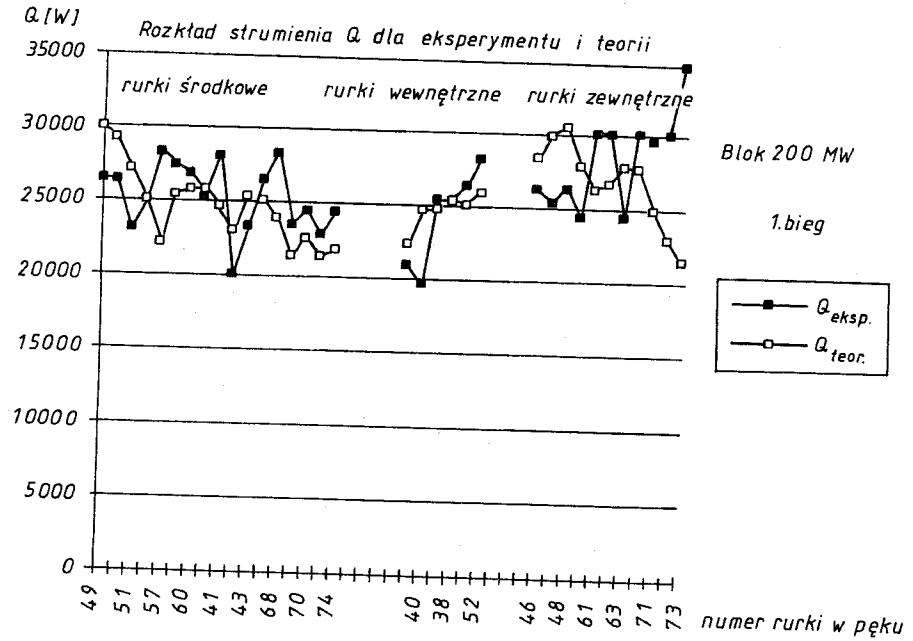
Rys. 3. Rozkłady strumieni ciepła wymienionego w poszczególnych rurkach dla 2 biegów (dla mocy bloku 155 i 200 MW).

strumienia przepływającej pary: zewnętrzne, środkowe i wewnętrzne, jest występowanie około 20% rozrzutów wartości Q w pierwszym biegu dla obu mocy bloku. Różnice między wartościami strumieni ciepła wymienianego na powierzchni badanych rur dla bloku o mocy 155 i 200 MW wynoszą ok. 25% i są proporcjonalne do mocy bloku. Rozrzuty wartości strumieni w drugim biegu są znacznie większe, przekraczają 50% wartości średnich w każdym z obszarów. Różnice między wartościami Q dla mierzonych mocy bloku w drugim biegu są mniejsze (wynoszą ok. 5%) niż w pierwszym biegu w odniesieniu do rurek w obszarze zewnętrznym i środkowym; w obszarze wewnętrznym są takie, jak w pierwszym biegu.

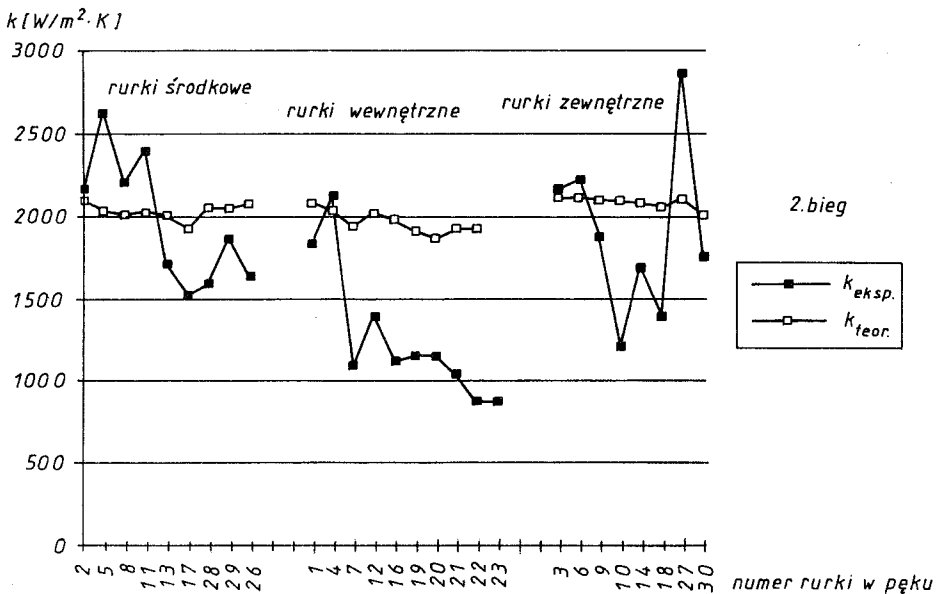
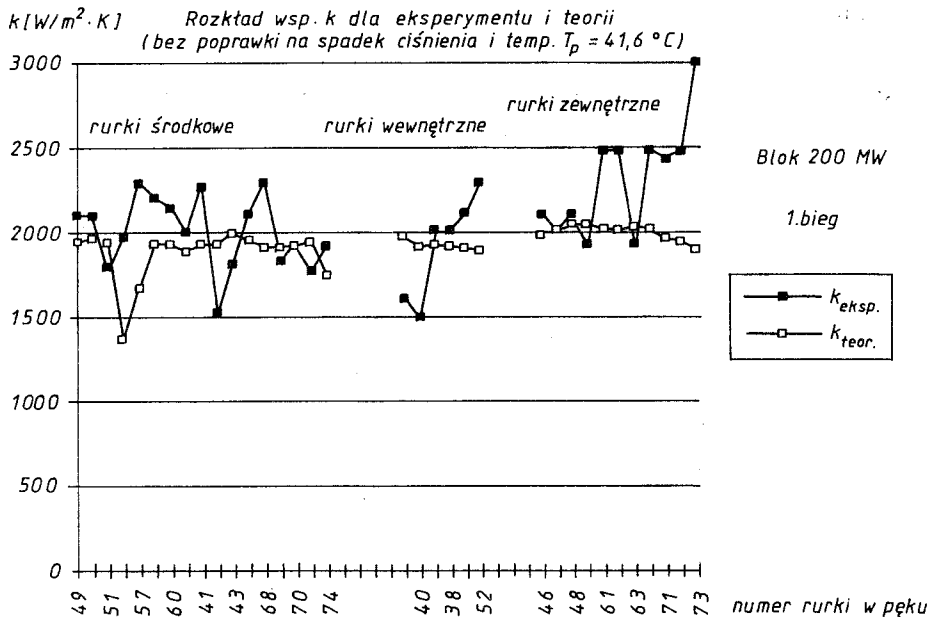
Jednocześnie prowadzono prace nad udoskonalaniem symulatora numerycznego (wykorzystującego metodę elementów skończonych) działania skraplaczy, którego integralną częścią jest blok procedur obliczających lokalne współczynniki wnikania ciepła, rozkłady temperatury pary i wody chłodzącej i sumaryczne współczynniki przenikania ciepła. Korzystając z programu można również wyznaczyć rozkład strumieni wymienianego ciepła zarówno w poszczególnych elementach, na które podzielono skraplacz, jak i w poszczególnych węzłach siatki. Program wykorzystano do obliczeń skraplacza w Łaziskach dla danych uzyskanych podczas pomiarów. W programie uwzględniono również wyznaczone z eksperymentu wartości oporów cieplnych osadów. Porównanie wartości strumieni ciepła zmierzonych i obliczonych pokazano na rys. 4. Oznaczenia na tym rysunku są takie same, jak na rys. 3. Różnice między strumieniami zmierzonymi a obliczonymi wynoszą ok. 15% dla pierwszego biegu. Dla drugiego biegu związek między wartościami strumieni wynikającymi z obliczeń i pomiarów jest mniej wyraźny, wartości obliczone są większe niż zmierzone o ok. 20% dla poszczególnych punktów. Wartości obliczone w programie wykazują w drugim biegu mniejsze wahania (w stosunku do wartości średniej dla danego obszaru) niż wartości Q uzyskane eksperymentalnie, których rozrzuty dwukrotnie przewyższają wartości średnie.

Ważną wielkością w opisie wymienników jest współczynnik przenikania ciepła. Aby na podstawie wyników eksperymentu uzyskać rozkład tej wielkości w pęku rurek, należy znać rozkład siły napędowej, a więc i temperaturę pary w sąsiedztwie poszczególnych rurek. Ponieważ nie prowadzono pomiarów tej wielkości, w obliczeniach współczynnika przenikania ciepła korzystano z numerycznie obliczonych wartości temperatur pary w odpowiednich obszarach pęku. Rozkłady eksperymentalnych współczynników przenikania ciepła dla dwóch, skrajnych mocy bloków przedstawiono na rys. 5. Rozkłady te mają bardzo podobny przebieg, jak rozkłady Q , co jest spowodowane niewielkimi zmianami temperatury pary w pęku. Wartości współczynnika przenikania uzyskane za pomocą programu (poza dwoma punktami – 51 i 57) są bardzo zbliżone we wszystkich obszarach. Wynoszą one $2 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ dla rurek zewnętrznych i $1,8 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ dla rurek środkowych i wewnętrznych. W drugim biegu wartości k wynoszą $2,2 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ dla rurek zewnętrznych, $2,1 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ dla

środkowych i $1,9 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ dla rurek wewnętrznych i są większe niż średnie arytmetyczne wartości współczynnika przenikania ciepła uzyskane eksperymentalnie.



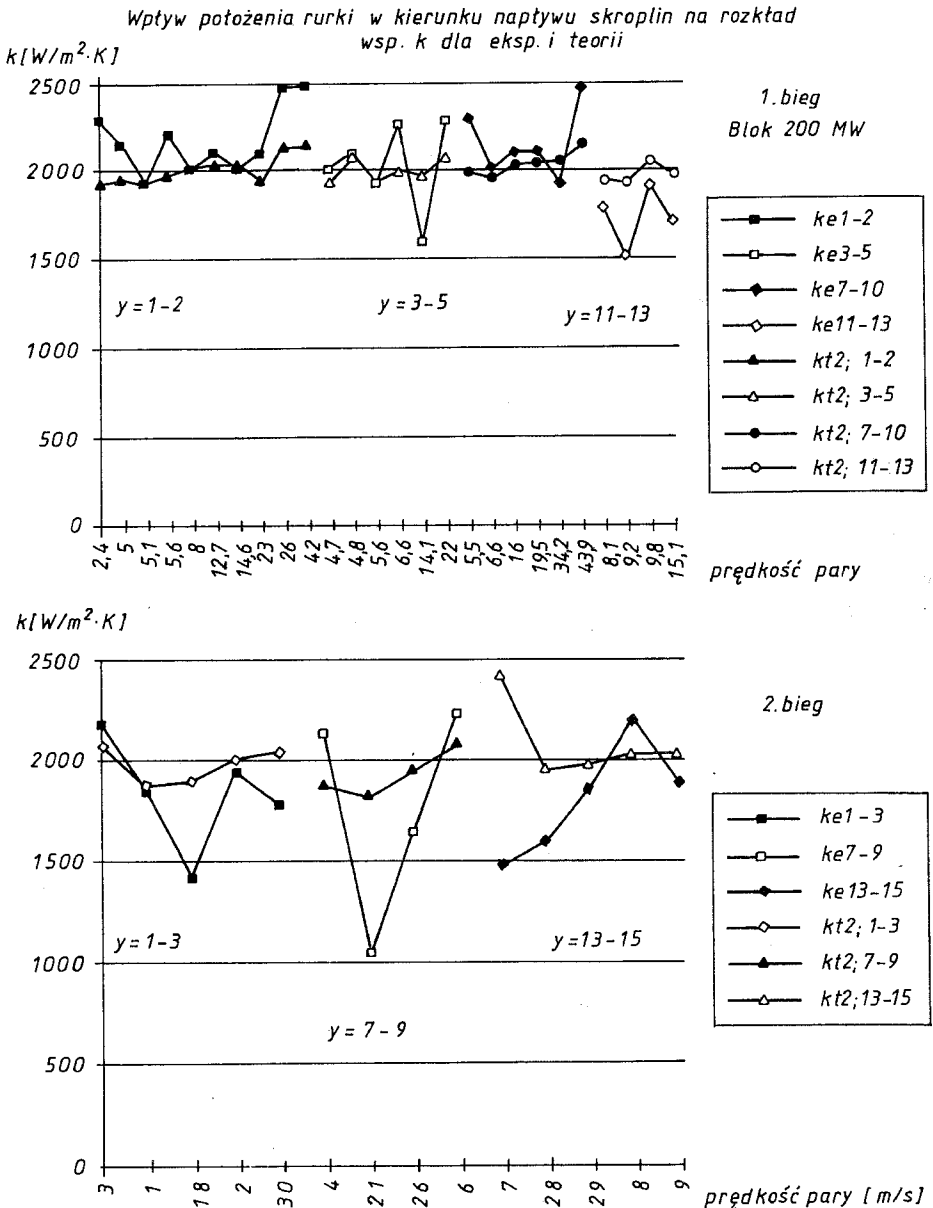
Rys. 4. Rozkład strumienia ciepła wymienionego w poszczególnych rurekch uzyskany eksperymentalnie i obliczony numerycznie



Rys. 5. Rozkład współczynnika przenikania ciepła uzyskany eksperymentalnie i obliczony numerycznie

Jedną ze składowych procesów wnikania dla procesu wymiany ciepła w skraplaczu jest wnikanie ciepła od strony pary. Czynniki mającymi wpływ na wielkość współczynnika wnikania ciepła od strony pary są między innymi grubość warstwy skroplin na rurkach i prędkość pary w sąsiedztwie

rurek. Na rysunku 6 pokazano rozkłady współczynnika przenikania ciepła wzdłuż linii spływu skroplin, pośrednio określające grubość warstwy skroplin na rurkach określoną poprzez liczbę rur położonych nad rurą badaną. Na osi odciętych pokazano prędkość pary (przyjętą na podstawie obliczeń numerycznych) dla poszczególnych punktów pomiarowych – rurek w pęku skraplacza

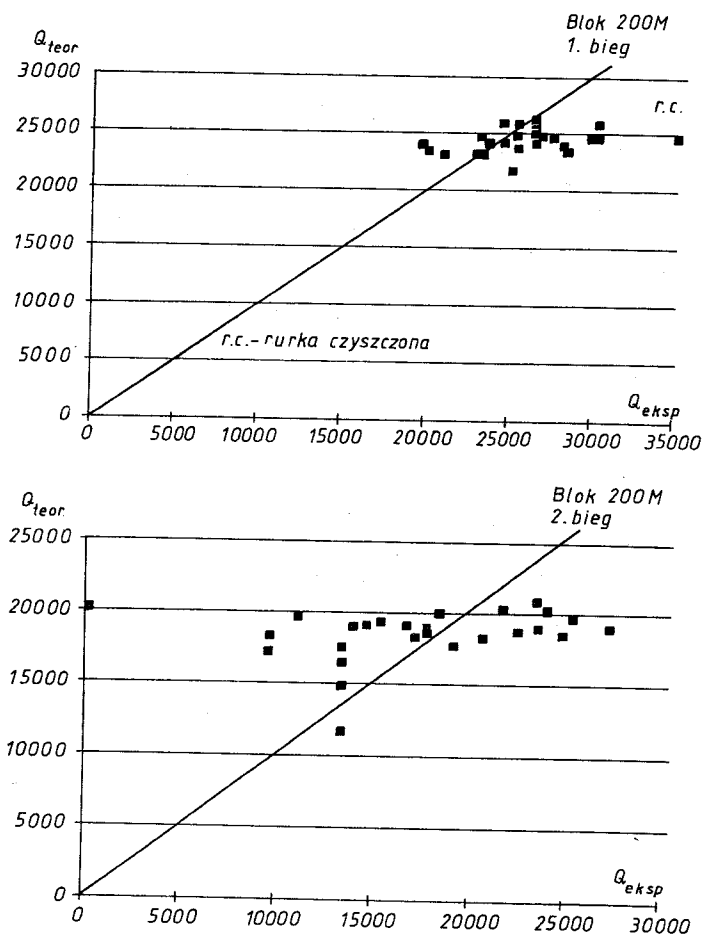


Rys. 6. Wpływ położenia rurki w kierunku spływu skroplin na rozkład współczynnika przenikania ciepła uzyskany eksperymentalnie i obliczony numerycznie

przy mocy bloku 200 MW. Na rysunku pokazano wartości współczynnika przenikania ciepła uzyskane na podstawie eksperymentu i obliczeń numerycznych. Duży rozrzut wartości k otrzymanych w wyniku eksperymentu nie pozwala na znalezienie zależności między wartością współczynnika przenikania a liczbą rurek położonych nad badaną rurką w pęku. Wartości obliczone również nie wykazują wyżej wymienionej zależności.

2. WNIOSKI

Przedstawione wyniki pomiarów świadczą o dużym rozrzucie wartości strumienia ciepła i współczynnika przenikania ciepła w pęku uzyskanych ekspery-



Rys. 7. Korelacja między zmierzonymi (Q_{eksp}) i obliczonymi (Q_{teor}) wartościami strumienia ciepła wymienionych na powierzchni badanych rurek

mentalnie w porównaniu z tymi samymi wielkościami uzyskanymi drogą obliczeń numerycznych. Jednocześnie wartości uzyskane eksperymentalnie mają różne rozkłady na przekroju pęku dla różnych biegów wody chłodzącej. Znacznie mniejsze rozrzuty (w stosunku do wartości średniej) mają rozkłady dla pierwszego biegu wody chłodzącej (ok. 20% wokół wartości średniej), co pokazano na rys. 7. Porównanie rozkładów strumieni ciepła (rys. 3) przy różnych mocach bloku pokazuje, że w pierwszym biegu różnice między nimi dla odpowiednich rurek, na końcach których mierzono temperaturę wody chłodzącej, są proporcjonalne do różnicy mocy bloku dla których przeprowadzono pomiary. W drugim biegu różnice te występują wyraźnie w obszarze wewnętrznym. W trakcie badań określono również wartość oporów cieplnych osadów, równą $25 \cdot 10^{-5} \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W}$, która zmniejsza efektywność działania skraplacza. Na podstawie pokazanych na rys. 6 rozkładów nie można znaleźć zależności między strumieniem skroplin a współczynnikiem przenikania ciepła w pęku skraplacza. Jeśli pominiemy kwestię dokładności obliczeń i błędów pomiarów współczynnika przenikania ciepła, rozrzut wielkości eksperymentalnych może wynikać z różnych warunków wymiany ciepła w pęku, co przedstawiają pokazane na rys. 2 ÷ 6 zależności dla drugiego biegu. Założenie o małych zmianach parametrów pary wzdłuż rurek w pęku może być, w świetle powyższych uwag, obarczone istotnym błędem i wymaga weryfikacji. Bardziej wnikliwych badań wymagają również założenia o jednakowych prędkościach wody chłodzącej w rurkach dla poszczególnych biegów.

BIBLIOGRAFIA

- [1] T.E. Holland, P.J. Harding: *Help maintain high efficiency by cleaning steam condensers continuously, on line*. Power, June 1978.
- [2] K. Brodowicz, D. Wierzbicki: *Badanie procesu kondensacji i opracowanie metod obliczeniowych skraplaczy*. CPBP-02.22/02.09, ITC PW.
- [3] K. Brodowicz, K.M. Ostrowski, D. Wierzbicki: *Badanie intensywności wymiany ciepła w zewnętrznych rurach pęku skraplaczy energetycznych*. Praca własna ITC PW.
- [4] K. Brodowicz, A. Czaplicki: *Badanie charakterystyk cieplno-przepływowych kondensatora 360 MW*. Praca własna ITC PW.

COMPARISON OF EXPERIMENTAL AND CALCULATED POWER CONDENSER SURVEY

Summary

The work presents the results of experimental measurements of the power plant condenser in Łaziska. Of main importance was the measurement of the growth of cooling water temperatures in selected tubes. On this basis the heat density flux and the heat transfer coefficient distribution in the tube bundle were calculated. The obtained data were compared with the results of numerical calculation.

СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ КОНДЕНСАТОРА В ЛАЗИСКАХ С РАСЧЕТАМИ

Краткое содержание

В работе представлены результаты экспериментальных испытаний энергетического конденсатора в блоке 200 Мвт в электростанции Лазиска. Измерялось повышение температуры охлаждающей воды в трубах конденсатора. На основе измерений определены плотность струи тепла и коэффициенты проникновения тепла в узле, а результаты сравнены с численными величинами.