

Kazimierz RZEBEK

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów

Politechnika Wrocławska

## WYNIKI BADAŃ I OCENA KONCEPCJI MODERNIZACJI GRODZIOWYCH PRZEGRZEWACZY PARY MIĘDZYSTOPNIOWEJ W KOTŁACH EP-650

**Streszczenie.** Przedstawiono wyniki badań wymiany ciepła po stronie spalin i wewnątrz obwiedniowych węzownic grodzi przegrzewacza pary międzystopniowej. Na podstawie danych pomiarowych opracowano model obliczeniowy, który pozwala wyznaczyć zmianę strumienia cieplnego i temperatury metalu wzdłuż ogrzewanych odcinków węzownic. Wyniki obliczeń i pomiary ujawniły, że przekroczenie temperatury metalu rur wykonanych ze stali 12H1MF wynosi 40+80 K. Zaproponowana zmiana konstrukcyjna, polegająca na skróceniu dwóch pierwszych węzownic i założeniu ekranu na następną odskloniętą węzownicę okazała się rozwiązaniem trafnym i nie wymagającym dużych nakładów robocizny na modernizację przegrzewacza.

### 1. WSTĘP

Jak wynika z [1], po pięciu latach eksploatacji kotłów EP-650, zainstalowanych w elektrowni w Połańcu, stwierdzono znaczne ubytki grubości ścianek rur  $\phi$  50x4 mm obwiedniowych węzownic grodzi Nr 2+8 (licząc od lewej strony kotła) przegrzewacza pary międzystopniowej, umieszczonego za dwoma przegrzewaczami grodziowymi pary świeżej. Na podstawie [2] i [3] można stwierdzić, że przyczyną przedwczesnego zużycia się materiału rur 12H1MF, z którego wykonano przegrzewacz, jest przekraczanie o 80+120 K temperatury dopuszczalnej. Przeprowadzone badania wstępne warunków pracy przegrzewacza kotła K-2 [1] ujawniły, że w przekroju poprzecznym kanału spalin występuje zróżnicowany profil prędkości i temperatury spalin. Średnia temperatura spalin przed przegrzewaczem - 780°C, mierzona w dwóch poziomach przekroju poprzecznego, była mniejsza od obliczeniowej - 825°C, a średnia prędkość spalin - 5,47 m/s była większa od obliczeniowej - 4,5 m/s. Maksymalny rozrzut temperatury spalin wynosił 903±671 °C, a prędkości 8,4+3,2 m/s. Współczynnik zaśomywania powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza obliczony na podstawie średniej prędkości spalin i prędkości obliczeniowej w warunkach pomiarowych wy-

nosił 0,8. Zmierzona temperatura pary na wylocie z obwiedniowych węzowni grodzi Nr 2+6 przy mocy bloku 200 MW, mimo że była większa niż w symetrycznie umieszczonych grodziach po prawej stronie kotła, wahała się w granicach 542-554 °C.

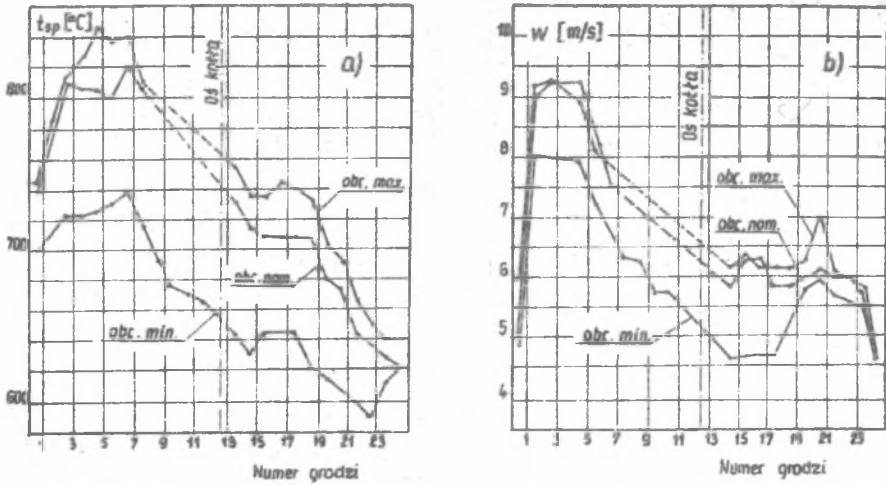
Przeprowadzona, na podstawie tych pomiarów, wstępna ocena warunków pracy węzowni obwiedniowych ujawniła, że do dokładnego obliczenia maksymalnych temperatur metalu i podjęcia trafnej decyzji o modernizacji przegrzewacza konieczna jest znajomość warunków chłodzenia, tj. współczynnika wnikania ciepła od ścianki do pary. W tym celu, na podstawie uzgodnień z elektrownią, zdecydowano przeprowadzić równoczesne badania warunków wymiany ciepła po stronie spalin i pary.

## 2. WYNIKI BADAŃ

Wykorzystując doświadczenia zebrane w czasie pomiarów wstępnych, zrezygnowano z pomiaru temperatury spalin przed przegrzewaczem, a pomiary prędkości i temperatury spalin za przegrzewaczem przeprowadzono przy pomocy wsuwanej w głąb kanału spalin sondy pomiarowej wraz z zamocowaną termoparą NiCr-Ni. W celu zapobieżenia deformowania się sondy zastosowano chłodzenie wodą. Pomiar przy trzech obciążeniach przeprowadzono w tych samych punktach przekroju poprzecznego kanału spalin co w czasie badań wstępnych. Wyniki badań w przekroju poprzecznym kanału spalin na poziomie 48,6 m przedstawiono na rys.1.

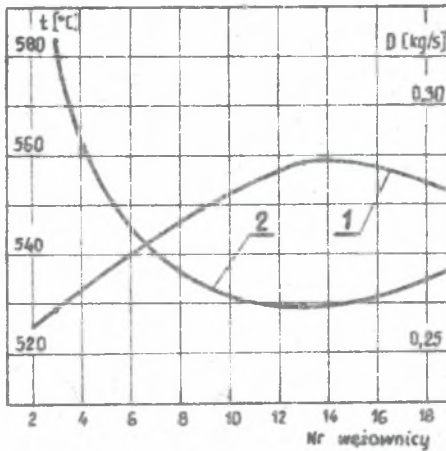
W czasie badań zmierzono także - przy pomocy dodatkowo zainstalowanej termopary - temperaturę spalin na poziomie 47,4 m pomiędzy grodzią Nr 3 i 4.

Po stronie pary, oprócz ciśnienia i temperatury na wlocie, mierzono także temperaturę pary na wylocie z wybranych węzowni oraz przy pomocy manometrów różnicowych - trwały spadek ciśnienia na znanych długościach odcinków pomiarowych. Metodę wyznaczenia natężenia przepływu pary na podstawie pomiaru spadku ciśnienia uznano w istniejących warunkach jako właściwą, gdyż nie zakłada rozprywu pary w grodziach. W celu zaś uzyskania informacji o warunkach pracy węzowni obwiedniowych, mierzono także temperaturę metalu w strefie ogniowej, w miejscach, gdzie stwierdzono największe ubytki grubości ścianek rur. Temperaturę metalu mierzono przy pomocy termopar zakawanych, a także mniej wrażliwych na uszkodzenia - termopar w osłonach, mocowanych w obejmach. Wyniki obliczeń natężenia przepływu i temperatury pary dla grodzi Nr 3, usytuowanej w zakresie największych temperatur i prędkości spalin, przedstawiono na rys.2.



Rys.1. Rozkład temperatury i prędkości spalin za przegrzewaczem międzystopniowym; a - temperatura, b - prędkość spalin

Fig.1. Distributions of the flue gas temperature and the velocity behind the secondary heater; a - temperature and b - flue gas velocity



Rys.2. Natężenie przepływu i temperatura pary na wylocie z grodzi Nr 3; 1 - natężenie przepływu, 2 - temperatura pary

Fig.2. Flow capacity and steam temperature on the outlet from the tubes on the platten - type superheater; 1 - flow capacity, 2 - steam temperature

Porównanie wyników pomiarów (rys.1) z danymi zawartymi w [1] ujawnia, że mimo 1,5-roczonej przerwy, jaka upłynęła pomiędzy badaniami i prowadzonych w tym czasie korekt ustawienia palników, profil temperatury i prędkości spalin nie uległ istotnym zmianom. Większe natomiast różnice występują przy porównaniu temperatury pary, tak na wlocie do przegrzewacza jak i na wylocie z wybranych węzłownic. W stosunku do badań wstępnych temperatura na wlocie do przegrzewacza przy mocy bloku 200 MW wzrosła o 11 K, a na wylocie z węzłownic była zbliżona do wartości, jakie zmierzono [1] w czasie zakłócenia sygnalizowanego "Wysoka temperatura pary świeżej i

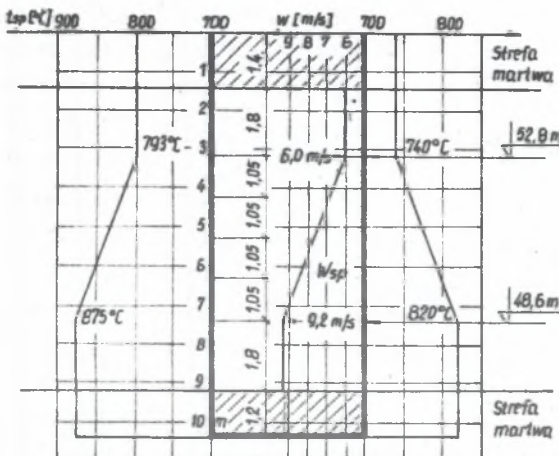
międzystopniowej". Jedną z przyczyn wpływających na takie kształtowanie się temperatury pary był większy współczynnik nadmiaru powietrza.

### 3. MODEL OBLICZENIOWY WYMIANY CIEPŁA W GRODZI

Mając na uwadze, że zjawisko zendrowania rur węzownic obwiedniowych występuje nie w ich części wylotowej, gdzie temperatura pary jest największa, lecz w dolnej części odcinka wlotowego, a więc w zakresie niższych temperatur pary, celem było opracować model obliczeniowy wymiany ciepła, na podstawie którego można wyznaczyć:

- zmianę średniego wzdłuż obwodu rur, lecz będącego funkcją długości węzownicy strumienia cieplnego -  $q(z)$
- zmianę temperatury pary, a przede wszystkim zmianę średniej temperatury metalu ścianki zewnętrznej rury wzdłuż jej długości.

Uznając, że decydujące przy ocenie wielkości temperatury metalu jest maksymalne obciążenie kotła, przy opracowaniu modelu obliczeniowego wymiany ciepła w grodzi, oprócz wyników badań parametrów spalin i pary, należało także uwzględnić zanieczyszczenie ścianek zewnętrznych i współczynnik omywania  $\omega$ . Obliczony, na podstawie pomiarów, współczynnik omywania wynosił 0,75 i wskazywał, że 25% powierzchni ogrzewalnej nie jest omywana spalinami i tworzy tzw. strefę martwą. W modelu obliczeniowym przyjęto, że w strefie



Rys.3. Model obliczeniowy wymiany ciepła w grodzi

Fig.3. Calculation model of the heat transfer in the tubes of the platten-type superheater

martwej wymiana ciepła następuje tylko drogą promieniowania. Na podstawie rysunku zestawieniowego kotła zdecydowano strefę tę podzielić na część górną i dolną. W przedłożonym modelu obliczeniowym stan zanieczyszczeń węzownic jest związany ze współczynnikami omywania. Dla wlotowych odcinków węzownic obwiedniowych przyjęto, że w strefach martwych współczynnik zanieczyszczenia  $\xi$  jest równy wartości wyznaczonej zgodnie z [4], nato-

miast w strefie omywanej spalinami -  $\xi' = 0,25\xi$ . Dla pozostałych węzownic, w tym także dla odcinka wylotowego węzownicy obwiedniowej, współczynnik zanieczyszczenia jest równy wartości ustalonej dla stref martwych. Ze względu na to, że pomiar prędkości i temperatury spalin za przegrzewaczem wykonano tylko w dwóch przekrojach, w modelu obliczeniowym założono, że w tym zakresie poziomów przebieg zmian ww. parametrów jest liniowy. Poza tymi przedziałami, łącznie ze strefami martwymi, przyjęto, że temperatura spalin jest stała i równa wartościom na końcach przedziałów. Temperaturę spalin przed przegrzewaczem obliczono na podstawie bilansu cieplnego grodzi i parametrów spalin za przegrzewaczem. Wielkość zaś współczynnika przejmowania ciepła od spalin do węzownicy obwiedniowej w jej części wlotowej wyznaczono zgodnie z [4]; dla pozostałych węzownic - z uwzględnieniem współczynnika korekcyjnego - 0,6.

Warunki obliczeniowe dla grodzi Nr 3, przyjęte zgodnie z opisanym wyżej modelem, przedstawiono na rys.3.

#### 4. WYNIKI OBLICZEN STANU ISTNIEJĄCEGO

Doceniając korzyści, jakie wynikają ze znajomości strumienia cieplnego -  $q(z)$  i średniej temperatury metalu ścianki zewnętrznej -  $t_m(z)$ , należało upewnić się, czy wyniki uzyskane na podstawie obliczeń zaproponowanego modelu są zbliżone do stanu rzeczywistego. Spośród obliczanych wielkości miarodajna do oceny przydatności modelu obliczeniowego wymiany ciepła w grodzi jest tylko - znana z pomiarów - temperatura pary na wylocie z węzownic.

Dla ułatwienia obliczeń związanych z wyznaczeniem pola temperatury w przekroju poprzecznym rury, a więc określenia obszaru występowania temperatur większych od temperatury dopuszczalnej, celowym jest rozdzielić wypadkowy strumień cieplny na:

- strumień wypromieniowany z objętości znajdujących się przed i za przegrzewaczem,
- strumień wymieniany drogą promieniowania międzyrurowego,
- strumień wymieniany drogą konwekcji.

Zgodnie z [4] strumień cieplny wypromieniowany z objętości znajdujących się przed lub za przegrzewaczem nie zależy od temperatury ścianki rury, jest stały wzdłuż wysokości kanału długości węzownicy, a jego wielkość oblicza się na podstawie zależności:

$$q_{\text{pad}} = \frac{H_1}{H_2} q_w (1 - a) \varphi_{gr} + 5,69 \cdot 10^{-11} \alpha \int T^4 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2} \right] \quad (1)$$

Srednią temperaturę spalin przed poszczególnymi powierzchniami obliczono na podstawie bilansu cieplnego i warunków wymiany ciepła, a wyniki obliczeń dla grodzi Nr 3 i Nr 22 - położonej symetrycznie względem osi kotła, przedstawiono w tablicy 1.

TABLICA 1

Wyszczególnienie	Wymiar	Powierzchnia					
		wylot z kom. pal.	za grodziami I	za grodziami II	za festonem	za przegrzewaczem	
Temperatura spalin							
strona lewa	średnia	°C	1049	933	844	834	780
gródź Nr 3	max	°C	1150	1039	950	940	880
strona prawa	średnia	°C	895	803	744	735	695
gródź Nr 22							

Obliczony dla grodzi Nr 3 strumień padający wynosi: wlot do przegrzewacza -  $q = 17,89 \text{ kW/m}^2$ , wylot -  $q = 14,46 \text{ kW/m}^2$ . W strefie zaś najwyższych temperatur na wlocie do przegrzewacza, zmierzonych na poziomie 47,4 m,  $q = 20,65 \text{ kW/m}^2$ . Dla grodzi Nr 22 odpowiednie dane wynoszą:  $12,77 \text{ kW/m}^2$  i  $10,43 \text{ kW/m}^2$ .

Wykorzystując zależności na zmianę strumienia cieplnego -  $q(z)$ , jako sumę strumienia wymianianego drogą promieniowania międzyrurowego i konwekcji:

$$q(z) = \frac{(\alpha_1 + \frac{2 \cdot x \cdot B}{d_z} \alpha_{pr}) \left\{ t_{sp} - \left[ t_p + q_{pad} \left( \frac{d_z \Delta z}{D c_p} + \frac{A}{\pi} \right) \right] \right\}}{1 + (\alpha_1 + \frac{2 \cdot x \cdot B}{\pi d_z} \alpha_{pr}) \left( \frac{\pi d_z \Delta z}{D c_p} + A \right)} \quad [\text{kW/m}^2], \quad (2)$$

$$\text{gdzie: } A = \frac{u}{\alpha_2} + \frac{2 \cdot u}{u + 1} \frac{f}{\lambda} + \varepsilon ;$$

przeprowadzono obliczenia dla obwiedniowych węzownic grodzi Nr 3 i 22, a wyniki obliczeń przedstawiono na rys.4. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że temperatura pary na wylocie z węzownicy grodzi Nr 3 jest większa od zmierzonej o 6 K, a na wylocie z węzownicy grodzi Nr 22 mniejsza o 3 K.

Srednią temperaturę metalu ścianki zewnętrznej rury obliczono z zależności:

$$t_m(z) = t_p + \frac{[\pi q(z) + q_{pad}] \frac{d_z \Delta z}{D c_p}}{p} + \left[ q(z) + \frac{q_{pad}}{\pi} \right] \left( \frac{u}{\alpha_2} + \frac{2 \cdot u}{u + 1} \frac{f}{\lambda} \right) [^{\circ}\text{C}] \quad (3)$$

a wyniki obliczeń przedstawiono na rys.5.

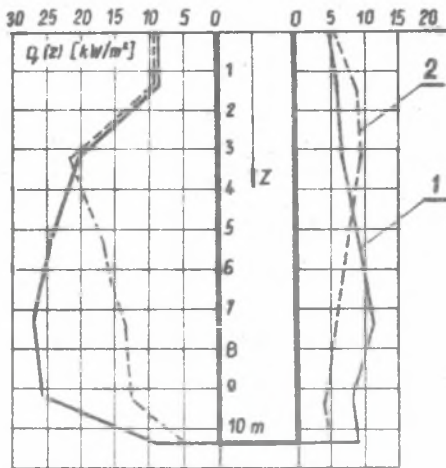
Z rys.4 widać istotne różnice w charakterze rozkładu i wielkości strumienia cieplnego obwiedniowych węzownic grodzi Nr 3 i 22. Węzownica grodzi Nr 22 jest obciążona cieplnie najbardziej w górnej części odcinka wlotowego,

tj. w tej strefie, gdzie temperatura pary jest stosunkowo mała. Średnia temperatura metalu rośnie łagodnie wraz z długością wężownicy (rys.5), lecz nie przekracza  $550^{\circ}\text{C}$ . W stosunku zaś do wężownicy grodzi Nr 3 należy stwierdzić, że największe obciążenia cieplne występują na poziomie 49 m, natomiast najwyższa średnia temperatura metalu odcinka wlotowego - na poziomie 47,5 m. Z rys.5 widać także, że średnia temperatura metalu na wylocie z wężownicy grodzi 3 jest nawet większa niż w dolnej części odcinka wlotowego, lecz maksymalna temperatura ścianki - z uwagi na mniejszą wartość strumienia cieplnego - jest mniejsza. Niewielkie przekroczenie dopuszczalnej temperatury metalu na wylocie z tej wężownicy potwierdziły oględziny przegrzewacza.

Rozwiązanie różniczkowego równania przewodzenia ciepła dla stanów ustalonych

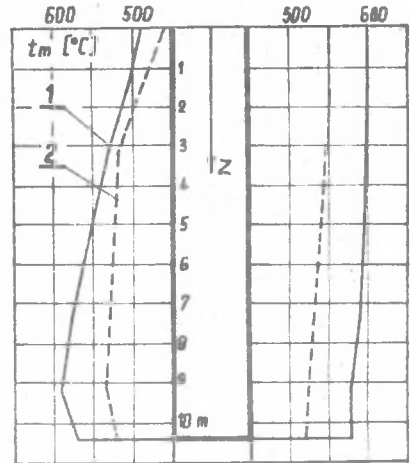
$$\text{div}(\lambda \text{ grad } \mathcal{J}) = 0 \quad (4)$$

w obszarze półprzestrzeni przy warunkach brzegowych po stronie spalin, uwzględniających lokalne wartości każdej ze składowych strumienia cieplnego



Rys.4. Zmiana średniego strumienia cieplnego wzdłuż długości rur; 1 - wężownica obwiedniowa grodzi Nr 3, 2 - wężownica obwiedniowa grodzi Nr 22

Fig.4. Change of the mean heat flow along the tubes length; 1 - external tube of the third row of the platten-type superheater, 2 - external tube of the twenty second row of the platten-type superheater



Rys.5. Zmiana średniej temperatury metalu wzdłuż długości rur 1 - wężownica grodzi Nr 3, 2 - wężownica grodzi Nr 22

Fig.5. Change of the metal mean temperature along the tubes length; 1 - external tube of the third row of the platten-type superheater, 2 - external tube of the twenty second row of the platten-type superheater

i przy znanych warunkach brzegowych wewnątrz rur ujawniło, że maksymalna temperatura metalu  $\approx 615^{\circ}\text{C}$  występuje we wlotowej części odcinka wężownicy grodzi Nr 3 na poziomie około 48,5 m. Uwzględniając zaś temperaturę spalin na wlocie do przegrzewacza, zmierzoną na poziomie 47,4 m i wielkości skorygowanych składowych strumienia, tj. strumień padający -  $20,65 \text{ kW/m}^2$ , strumień konwekcyjny -  $21,58 \text{ kW/m}^2$ , strumień od promieniowania międzyrurkowego -  $24,32 \text{ kW/m}^2$  oraz temperaturę pary -  $543^{\circ}\text{C}$ , maksymalna temperatura metalu wynosi  $640^{\circ}\text{C}$  i jest mniejsza od zmierzonej przy pomocy termopary zakuwanej -  $680^{\circ}\text{C}$ . Pozostałe termopary, mocowane w obudowach, wskazywały temperaturę zawyżoną o 20-35 K. Z porównania temperatury obliczonej z temperaturą zmierzoną przy pomocy termopary zakuwanej widać, że w obrębie przegrzewacza mogą występować jeszcze większe prędkości lokalne spalin, niż to przyjęto w modelu obliczeniowym. Na podstawie rozkładu strumienia cieplnego wzdłuż obwodu rury można stwierdzić, że w tej części jej obwodu, która jest intensywnie omywana spalinami i opromieniowana przez warstwę spalin przed przegrzewaczem, lokalna wartość strumienia cieplnego wynosi  $61+66 \text{ kW/m}^2$ . Oznacza to, że przy występujących warunkach chłodzenia wewnątrz rur ( $Bi = 0,5$ ) większy wpływ na wielkość temperatury metalu ma obciążenie cieplne niż temperatura pary.

## 5. ISTOTA KONCEPCJI MODERNIZACJI PRZEGRZEWACZA

Spośród trzech rozważanych w [5]. różnych koncepcji modernizacji zmierzających do wyeliminowania zjawiska zendrowania wężownic obwiedniowych niżej przedstawiono opis koncepcji, której realizacja wymaga najmniejszych nakładów finansowych.

Istota koncepcji polega na doprowadzeniu w zakres dużych obciążeń cieplnych pary o niższej temperaturze oraz na równoczesnym zmniejszaniu i wyrównywaniu wzdłuż obwodu rur, przekazywanego do wężownic całkowitego strumienia cieplnego, kształtującego się pod wpływem występującego dotychczas profilu prędkości i temperatury spalin. W myśl założeń zmniejszenie strumienia cieplnego można uzyskać stosując ekran, tj. nasuwając na wężownicę obwiedniową przegrzewacza cienkościenną rurę wykonaną ze stali żaroodpornej. Ekran można stosować na całej długości wężownicy lub tylko na jej części. O wyborze długości odcinków wężownic zasłoniętych ekranem decydują wyniki obliczeń cieplnych. Stosując ekran, którego temperatura jest większa niż temperatura wężownic, zmniejsza się różnicę temperatury pomiędzy spalinami i ekranem, a w efekcie - przy tych samych współczynnikach wnikania ciepła



drogą konwekcji i promieniowania - przekazywany strumień ciepły. Oprócz tego należy sądzić, że wraz ze zwiększeniem się temperatury ekranu zmniejsza się, traktowany dotychczas jako niezależny od temperatury ścianki, strumień padający. Tak więc tylko z racji zmniejszenia się strumienia padającego w ekranie następuje równoczesne wyrównywanie się obciążenia cieplnego wzdłuż obwodu ekranu.

Biorąc pod uwagę centryczne ustawienie ekranu względem węzownic, mechanizm ustalonej wymiany ciepła przedstawia się następująco: ekran przejmuje ciepło od spalin drogą konwekcji i promieniowania, a następnie przekazuje go drogą promieniowania węzownicy przegrzewacza. Doprowadzany do ścian rur przegrzewacza strumień ciepły jest przewodzony przez materiał rur, a następnie drogą wnikania przekazywany przepływającej parze. Z obliczeń wstępnych wynika, że wymianę ciepła drogą przewodzenia i konwekcji swobodnej w szczelinie pomiędzy ekranem a węzownicą można pominąć. Z analizy zaś wymiany ciepła systemu wynika, że na wielkość temperatury metalu duży wpływ ma średnica ekranu. Z jednej bowiem strony wraz ze zwiększaniem średnicy ekranu maleje strumień ciepła wymieniany drogą konwekcji, lecz - z drugiej strony - rośnie powierzchnia wymiany ciepła i zwiększa się ilość ciepła przekazywanego do ekranu. Powoduje to zwiększenie obciążenia cieplnego węzownicy, a więc wzrost temperatury metalu.

## 6. WYNIKI OBLICZEŃ I POMIARÓW PRZEGRZEWACZA ZMODERNIZOWANEGO

Przy opracowaniu koncepcji modernizacji przyjęto, że w zmodernizowanym przegrzewaczu będą uzupełnione dotychczas wycięte węzownice Nr 1 a także Nr 2 w grodziach Nr 1÷12 po lewej stronie kotła. Wykorzystując wyniki badań [5] rozplywu pary w grodzi Nr 22 z kompletem węzownic, umieszczonej po prawej stronie kotła i obliczone tam współczynniki nierównomierności rozplywu pary spowodowanej rozkładem ciśnień statycznych w kolektorach grodzi, wykonano obliczenia hydrauliczne dla lewej strony przegrzewacza, zakładając, że planowana modernizacja nie wpłynie na zmianę temperatury pary na wylocie z przegrzewacza i grodzi.

Jako wariant pierwszy przeanalizowano przypadek ekranowania całego odcinka wlotowego węzownicy obwiedniowej grodzi Nr 3. Przyjmując, że ekran jest wykonany z rury o średnicy 65x3 mm obliczono rozkład temperatury pary wzdłuż długości węzownicy. Warunki określające wymianę ciepła po stronie spalin przyjęto zgodnie z rys.3. Celowo natomiast zaniżono o 8,3 kg/s (30 t/h) przepływ pary przez przegrzewacz, chcąc w ten sposób uzyskać większą

pewność obliczeń. Wyniki obliczeń ujawniły, że mimo złagodzenia warunków pracy węzownicy, temperatura pary na wylocie z węzownicy była wysoka i wynosiła  $574^{\circ}\text{C}$ . W wylotowej części węzownicy mogło więc występować zandrowanie materiału rur.

W tej sytuacji zdecydowano się przeanalizować wariant, w którym część węzownic będzie skrócona, a odsłonięty odcinek kolejnej węzownicy - zaakranowany. Modernizacja polegająca na samym skracaniu węzownic [6] nie wyeliminowała zjawiska zandrowania rur [1]. Do obliczeń przyjęto wariant (rys.6b), w którym węzownicę Nr 1 skrócono o 8 m, węzownicę Nr 2 o 6 m, a na odsłonięty odcinek wlotowy węzownicy Nr 3 założono ekran o wysokości 3 m. Przed wykonaniem obliczeń cieplnych przeprowadzono obliczenia hydrauliczne zmodernizowanej grodzi w celu wyznaczenia ilości przepływającej pary przez węzownice i określenia warunków chłodzenia wewnątrz rur. W obliczeniach cieplnych kolejnych węzownic uwzględniono także zmianę opromieniania strumieniem padającym z warstwy przed przegrzewaczem. Wyniki obliczeń zestawiono w tabelicy 2.

TABLICA 2

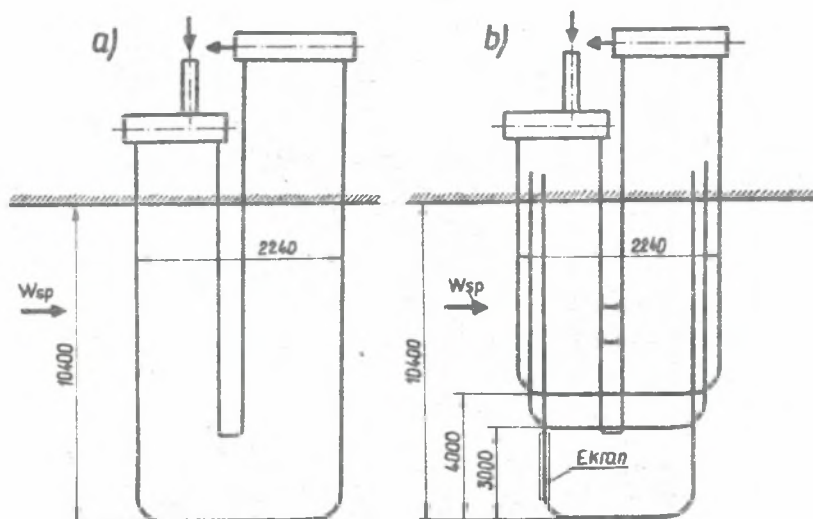
Lp.	Wyszczególnienie	Dziczcz.	Wymiar	Węzownica		
				Nr 1	Nr 2	Nr 3
1.	Natężenie przepływu	D	kg/s	0,28	0,272	0,249
2.	Temperatura pary na wylocie	$t_2$	$^{\circ}\text{C}$	542	544	569
3.	Średnia temperatura metalu	$t_{\text{śr}}$	$^{\circ}\text{C}$	559	564	584
4.	Maksymalna temperatura metalu	$t_{\text{max}}$	$^{\circ}\text{C}$	578	585	-

Z obliczeń wynika, że maksymalne temperatury metalu rur występują we wlotowych odcinkach węzownic. Z tabelicy widać, że przy średnich obciążeniach cieplnych węzownic Nr 1 i 2 wynoszących 32+35 kW, różnica pomiędzy maksymalną a średnią temperaturą metalu wynosi około 20 K. W tabelicy 2 nie podano natomiast maksymalnej temperatury metalu węzownicy Nr 3, gdyż temperatura ta - z uwagi na trudności obliczeniowe - może być jedynie oszacowana. Uwzględniając różnice pomiędzy temperaturą maksymalną a średnią dla węzownic Nr 1 i 2, można przyjąć, że temperatura maksymalna węzownicy Nr 3 będzie mniejsza niż  $600^{\circ}\text{C}$ , tzn. będzie zbliżona do temperatury dopuszczalnej.

Przedstawiony wariant modernizacji przegrzewacza grodziowego, sprawdzony obliczeniowo na przykładzie grodzi Nr 3 pracującej w najtrudniejszych warunkach tak po stronie spalin, jak również pary spełniał postawione wymagania i elektrownia zdecydowała się przeprowadzić badania testujące na przegrzewaczu będącego w remoncie kotła K-6, na którym występują także ubytki

ki grubości ścianek rur. W czasie przygotowania przegrzewacza do pomiarów nie uzupełniono brakujących węzownic, a zaproponowane zmiany wprowadzono tylko na grodziach Nr 2 i 6. Na ekran zastosowano rurę o większej średnicy, wykonaną ze zwykłej stali węglowej. Temperaturę węzownic zasłoniętych ekranem w strefach, gdzie występowały ubytki grubości ścianek rur, mierzono termoparami zakawianymi (gródź nr 3 i 4) oraz termoparami mocowanymi w obudowach. Wyniki pomiarów przeprowadzonych w 1988 r. wskazują, że temperatury te były mniejsze niż oczekiwano. Przy mocy bloku 220 MW, temperatura metalu węzownicy obwiedniowej grodzi Nr 3 i 4 wynosiła tylko 540°C, a przy mocy 200 MW - 530°C. Wyższe temperatury o 10-15 K wskazywały termopary mocowane w obudowach na grodziach Nr 5 i 6. Szczegółowa analiza takiego kształtowania się temperatury metalu ujawniła, że po remoncie kocioł nie dotrzymywał parametrów pary międzystopniowej, a temperatura pary przed przegrzewaczem grodziowym była niska i wahała się w granicach 427-435°C.

W tej sytuacji odstąpiono od dalszych pomiarów i zdecydowano, iż w czasie remontu kotła K-2 w roku 1989 zostaną uzupełnione węzownice po lewej stronie przegrzewacza i będą kontynuowane prace pomiarowe.



Rys.6. Szkic przegrzewacza międzystopniowego;  
a - przed modernizacją, b - po modernizacji

Fig.6. Sketch of the secondary heater;  
a - before modernization, b - after modernization

## 7. UWAGI KONCOWE

Ze względu na trudności materiałowe, a przede wszystkim brak rur żaroodpornych elektrownia nie dokonała prac modernizacyjnych na przegrzewaczu kotła K-2. W tym czasie powstał w elektrowni projekt przestawienia palników w celu wyrównania profilu prędkości i temperatury spalin. Projekt ten z uwagi na trudności techniczne nie został zrealizowany i dalsze prace nad modernizacją przegrzewacza przesunięto na nadchodzący okres remontu.

## LITERATURA

- [1] Zamojdo R., Rzepa K., Krystek St.; Warunki pracy przegrzewaczy międzystopniowych w kotłach EP-650. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: ENERGETYKA, z.94, Gliwice 1986.
- [2] Rodak T.; Ocena stanu rur pobranych z kotła K-2 z Elektrowni w Połańcu, Radom 1984.
- [3] Haiman R.; Ekspertyza rur z kotła K-2 z Elektrowni w Połańcu, Wrocław 1986.
- [4] Тепловој расчёт котельных агрегатов, нормативной метод. Москва, "Energia" 1972.
- [5] Rzepa K.; Przyczyny nadmiernego wzrostu temperatury pary międzystopniowej w kotłach EP-650-137. Raporty Inst.Tech.Ciepl.i Mech.Płynów Nr, seria SPR, Nr 28/88.
- [6] Charzyński W., Gwynar L., Florkiewicz R., Wronowski B.; Ocena i koncepcja modernizacji 2 przegrzewacza i wężła schładzacza pary wtórnej kotłów EP-650-137 w El.Połańc. Praca Instytutu Energetyki, Warszawa 1984.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Ludwik GWYNAR

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ОЦЕНКА КОНЦЕПЦИИ МОДЕРНИЗАЦИИ  
ШИРМОВЫХ ПРОМПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ ПАРА В КОТЛАХ EP-650

## Р е з ю м е

В наружном змеевике, по левой стороне ширмового промперегревателя в котлах EP-650, отмечено пережжение стен труб, изготовленных из стали 12Н1М. Исследования обмена тепла, проведенные на котле K-2 показали, что эти змеевики работают в очень трудных тепловых условиях. В поперечном сечении канала газа, где выступает пережжение труб, наблюдаются большие скорости и большие температуры газов. На основе результатов испытаний была разработана расчетная модель обмена тепла в ширмах. Модель эта дает возможность рассчитать тепловую нагрузку и температуру метал-

ла на всей длине труб, что разрешает уточнить место, где выступают наибольшие температуры в металле. Подтвердилось при этом сходство результатов расчетов с результатами измерений. Из оценки условий работы змеевиков вытекает, что снижение температуры металла можно достичь тогда, когда тепловая струя и температура пара меньше. На этой основе была предложена концепция модернизации перегревателя, заключающаяся в сокращении двух первых змеевиков и применении кожуха на открытом третьем змеевике. Расчеты показали, что температура металла змеевика в кожухе меньшая. Исследования, имеющие целью проверить верность предложенной концепции, проведено с котлом К-6. Измеренные температуры металла были ниже ожидаемых. Из оценки работы котла следует, что низкие температуры металла являются не только результатом модернизации, но также и низкой температуры пара на входе в перегреватель. В этом положении были прерваны испытания на котле К-6 и решено проводить их в 1990 году на котле К-2.

THE RESULTS OF INVESTIGATIONS AND EVALUATION OF THE MODERNIZATION CONCEPT OF THE PLATTEN-TYPE SUPERHEATERS IN THE BOILERS EP-650

**S u m m a r y**

The phenomena of the tubes scaling was found in the external tubes on the left part of the platten-type secondary heater of EP-650 boilers. These tubes were made from 12H1MF steel. Investigations of the heat transfer carried-out on K-2 boiler show that the tubes operate in very severe thermal conditions. In the flue gas canal, where the scaling of the tubes take place, there are high temperatures and gas velocities. Basing on the experimental results it was possible to make the calculation model of the heat transfer occurring in the tubes of the platten-type heater. This model enables the determination of the heat flow as well as the metal temperature along the tubes. Thanks to that one can find the tube length where the highest temperatures of the metal take place. There is satisfactory convergence between the theoretical and experimental results. The temperature decrease of the metal one can achieve when the heat flow and the steam temperature are low. Shortening of the two tubes and the screen application on the exposed third tube caused the decrease of the metal temperature.

The calculations confirm it. The object tests was K-6 boiler. The measured tube temperatures appeared to be lower than it was expected. However, these low temperatures result not only from the design modernization but also from the low steam temperature in the inlet to the tubes. In this situation it was sound to stop the investigations on K-6 boiler. The additional tests of the modernized design will be continued on K-2 boiler in 1990.