ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Serie: ENERGETYKA z. 94

Nr kol. 880

Włodzimierz FELICJANIAK

Zakład Urządzeń Energetyki Konwencjonalnej Instytutu Techniki Cieplnej w Łodzi

BADANIE WYMIANY CIEPŁA W PĘCZKACH RUR OPŁETWIONYCH

Streszczenie. Opisano stoisko pomiarowe oraz metodykę badań wymiany ciepła w pęczkach przestawnych i korytarzowych, wykonanych z rur opłetwionych. Przedstawiono wyniki badań oraz ich porównanie z danymi opublikowanymi przez innych autorów. Podano uogólnione zależności opisujące wymianę ciepła w badanych pęczkach rur opłetwionych oraz zalecenia do obliczeń cieplnych i aerodynamicznych.

1: Wstep

W końcu lat siedemdziesiątych podjęto w kraju prace zmierzające do zmniejszenia gabarytów i materiałochłonności powierzchni wymiany ciepła stosowanych w kotłach energetycznych. Jednym ze sposobów prowadzących do tego celu jest budowa powierzchni wymieniających ciepło na drodze konwekcji z rur o rozwiniętej powierzchni wymiany ciepła po stronie omywanej spalinami.

Zastosowanie rur opłetwionych do budowy konwekcyjnych powierzchni wymiany ciepła kotłów energetycznych wymaga w pierwszym rzędzie opracowania danych empirycznych umożliwiających konstruktorom kotłów wykonanie wystarczająco dokładnych obliczeń cieplnych i aerodynamicznych elementów kotłów wykonanych z takich rur.

Zawarta w pracach [1] i [2] analiza wyników prac badawczych i danych empirycznych wykazała, że bezpośrednie zastosowanie ich do obliczeń w krajowych biurach konstrukcyjnych jest niemożliwe, gdyż:

- dane te opracowane zostały na podstawie badań modelowych, które objęły wąski zakres parametrów geometrycznych tylko przestawnych układów rur opłetwionych [6] 1 [7].
- dane te nie podają wielkości oporu cieplnego osadów popiołowych na rurach opłetwionych.

W celu zrealizowania omawianego problemu w Instytucie Techniki Cieplnej opracowano projekt i zbudowano stoisko laboratoryjne oraz wykonano odpowiednie modele rur opłetwionych.

Praca niniejsza zawiera omówienie badań modelowych wymiany ciepła i oporów przepływu dla przestawnych i korytarzowych układów rur opłetwionych, omywanych poprzecznym do osi rur strumieniem spalin niezapylonych [3]. Wykonano również badania przy spalinach zapylonych popiołami z krajowych węgli energetycznych. Zagadnienie określenia wielkości oporu cieplnego osadów popiołowych na rurach opłetwionych wymaga jednak dalszych badań.

2. Stoisko badawcze i metodyka badań

Stoisko przedstawiono schematycznie na rys.1.



Rys.1 Schemat stoiska badawczego The scheme of the research stand

123456789012234567	Komora spalania Palniki gazowe Wentylatory powietrza Kanał spalin Kanał dossania powietrza Kanał pomiarowy Pomiarowe pęczki rur Wymiennik ciepła Kanał ssawny wentylatora Kanał dossania powietrza Wentylator spalin Komin Pompa obiegowa wody Zbiornik wody Chłodnia wentylatorowa Przygotowalnia wody Pompa wody chłodzącej	t t t t t g s g s g s g s g s g s g s g	 pomiar temperatury spalin pomiar temperatury wody pomiar temperatury gazu pomiar ciśnienia spalin pomiar ciśnienia gazu pomiar strumienia objętości spalin pomiar strumienia masy wody analiza składu spalin 	
123456789011234567 111234567	Combustion chamber Gas burners Air fans Gas pass Air suction duct Measuring flume Measuring bank of tubes Heat exchanger Suction duct of the fan Air suction duct Fan of the flue gases Chimney Circulating pump of water Water tank Fan cooling tower Water conditioning Cooling - water pump	t _{sp} twppsp ppg v _{sp} g _w A	 measurement of the flue gases temperature measurement of the water temperature measurement of the gas temperature measurement of the flue gases pressure re measurement of the gas pressure measurement of volumetric stream of flue gases measurement of the mass stream of water flue gases composition analysis 	

Badenie wymiany ciepła

Dla określenia strumienia ciepła przekazywanego od spalin do wody w badanych pęczkach rur mierzono:

- strumień objętości spalin zwężką mierniczą, temperaturę, ciśnienie i
- skład spalin w pobliżu zwężki,
- temperatury spalin przed i za badanymi pęczkami rur,
- skład spalin przed i za pęczkami rur,
- spadek ciśnienia statycznego spalin przy przepływie przez badany pęczek rur:

Do pomiaru temperatur stosowano termoelementy Ni-NiCr średnicy zewnętrznej 3 mm i 1 mm, podłączone do kompensografów oraz miernika Termophil. Zastosowano pomiar siatkowy - przed pęczkami po 9 szt. a za pęczkami po 19 szt. termopar.

Dla określenia wielkości strat ciepła do otoczenia mierzono temperatury zewnętrznych ścianek izolowanego cieplnie kanału aerodynamicznego w obrębie badanych pęczków rur. Stosowano termoparę stykową i miernik Termophil. Skład spalin mierzono ręcznymi aparatami Orsata oraz miernikiem Infralyt. Do pomiaru ciśnień używano mikromanometr cieczowy bateryjny. Mierzono również:

 strumień masy wody zwężką mierniczą oraz jej ciśnienie i temperaturę w pobliżu zwężki,

- temperatury w kolektorach wlotowym i wylotowym badanych pęczków rur. W czasie pomiarów w komorze stoiska spalano gaz z sieci miejskiej. Mierzono strumień objętości gazu zwężką mierniczą oraz ciśnienie i temperaturę gazu w pobliżu zwężki. Skład chemiczny gazu ustalano na podstawie raportów laboratorium Zakładów Gazownictwa w Łodzi.

Dla określenia temperatury ścianki zewnętrznej rur dokonywano pomiaru w 11 punktach powierzchni zewnętrznej rury i płetw - na jednej wybranej rurze dla każdego badanego pęczka rur, stosowano termoelementy Ni-NiCr o średnicy zewnętrznej 1 mm (rys.2). Mierzono również temperaturę otoczenia i ciśnienie barometryczne.



Rys.2 Schemat rozmieszczenia termoelementów do pomiaru temperatury ścianki zewnętrznej rury opłetwionej

The scheme of the thermocouples spacing to the measurement of the temperature of the outer wall of finned tube

Pomiary miały na celu uzyskanie danych do ustalenia wartości współczymników przejmowania ciepła konwekcji od spalin do powierzchni zewnętrznej rur opłetwionych omywanych poprzecznym do osi rur strumieniem spalin w zależności od:

- układu rur opłetwionych (przestawny, szeregowy),
- względnych podziałek rur w pęczku (poprzecznej i podłużnej względem kierunku strumienia spalin),
- średnicy rur,
- wysokości płetwy,
- grubości płetwy,

W. Felicjanisk

- prędkości spalin (liczby Reynoldsa) omywających badane rury.

Dla uzyskania tych danych wykonano bedania cieplne 15 pęczków rur przestawnych i 7 pęczków rur szeregowych.

Wartości parametrów geometrycznych badanych pęczków rur zestawiono w tablicy 1.

Tablica

Parametry geometryczne modeli układów rur oraz stałe i wykładniki uzyskanych zależności Nu = f (Re)

Nr peczka	6'1	б ₂	d	h	б	n ₁	n ₂	Nu = c	· Re ⁿ
_			mm	mm	mm			с	n
	Pr	zest	awr	n e					
1	2,03	2,29	38	30	4	7	6	0,110	0,71
2	2,03	3,76	38	30	4	7	4	0,248	0,59
3	2,39	1,45	38	30	4	6	9	0,124	0,73
4	2,39	2,29	38	30	4	6	6	0,0814	0,74
5	2,39	3,76	38	30	4	6	4	0,116	0,67
6	3,76	2,29	38	30	4	4	6	0,268	0,60
7	3,76	3,76	38	30	4	4	4	0,0212	0,87
8	2,03	3,76	38	70	4	7	4	0,0596	0,77
9	2,39	3,76	38	70	4	6	4	0,0708	0,76
10	3,76	3,76	38	70	4	4	4	0,0862	0,68
11	2,03	3,76	38	30	8	7	4	0,0922	0,70
12	3,76	3,76	38	30	8	4	4	0,0688	0,73
13	2,03	3,76	38	70	8	-7	4	0,124	0,67
14	3,76	3,76	38	70	8	4	4	0,0372	0,79
15	2,04	2,29	51	40	6	5	5	0,0788	0,77
	Ко	ryta	rzo	we				1	
16	2,21	2,71	38	30	8	7	6	0.0920	0.70
17	2,21	3,50	38	30	8	7	5	0,184	0.63
18	4,39	2,71	38	30	8	4	6	0,0827	0,70
19	4,39	3,50	38	30	8	4	5	0,0739	0,70
20	2,21	3,50	38	45	8	7	5	0,0614	0,75
21	2,21	3,50	38	30	4	7	5	0,139	0,66
22	2,21	3,49	51	40	6	5	4	0,163	0,66

Każdy pęczek rur badano, wykonując 5 pomiarów w warunkach ustalonej równowagi cieplnej i przy ustalonej prędkości spalin.

3. Metoda opracowania wyników

Równanie bilansu ciepła dla rozpatrywanej powierzchni ogrzewalnej można sformułować następująco:

 $Q_{sp} = \tilde{V}_{sp} (I_{sp1} - I_{sp2}) - Q_{str} = Q_{w}$

Badenie wymieny ciepła ...

gdzie:

Strumień ciepła oddany przez spaliny do czynnika:

$$l = k F \Delta t_{lg}$$
, (2)

gdzie:

k - współczynnik przenikania ciepła, W/m²K
 F - całkowita zewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła, m²
 Δt₁ - średnia logarytmiczna różnica temperatur, deg.

Współczynnik przenikania ciepła dla rur ożebrowanych:

$$\frac{1}{\alpha_{1z}^2 + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F}{F_w}}$$
(3)

gdzie:

*α*² - współczynnik przejmowania ciepła od ścianki rury do wody, W/m²K
 wewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła, m²
 *α*¹z
 - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła od spalin do ścianki rury ożebrowanej, W/m²K.

Wielkość współczymika \mathcal{L}_{12} opisuje zależność wg [8]:

$$\alpha_{1z} = \frac{F_{DR}}{F} E + \frac{F_{r}}{F} \frac{\Psi(\alpha_{k} + \alpha_{pr})}{1 + \xi \Psi(\alpha_{k} + \alpha_{pr})}, \quad (4)$$

gdzie:

d_k - konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła od spalin do ścianki rury opłetwionej, W/m²K

- \mathcal{L}_{pr} współczynnik przejmowania ciepła na drodze promieniowania spalin, $W/m^2 K$

 - E współczynnik zanieczyszczeń opór cieplny warstwy zanieczyszczeń osadzonych na rurze, m²K/W
 - Fn3- powierzchnia płetw, m
 - $F_{r}^{p_{1}}$ powierzchnia zewnętrzna rury na części nieopłetwionej, m²
- F całkowita zewnętrzna powierzchnia rury opłetwionej, $F = F_r + F_{pl}$, m^2
- E współczynnik efektywności płetw określony zależnością:

$$E = \frac{\text{th } x}{x}$$

(5)

$$x = h \sqrt{\frac{2\Psi(d_{k} + d_{pr})}{\delta \lambda_{m} \left[1 + \xi \Psi(d_{k} + d_{pr})\right]}},$$
 (6)

gdzie: h - wysokość płetwy, m

A - współczymik przewodzenia ciepła materiału płetwy, W/mK.

Współczymnik przejmowania ciepła przez zewnętrzną powierzchnię rury opłetwionej można także wyznaczyć z zależności:

$$d_{k} = \frac{Q - Q_{pr}}{F (t_{sp} - t_{scz})}, \qquad (7)$$

gdzie: t_{sp} - średnia temperatura spalin, ^oC

t_{scz} - średnia temperatura ścianki rury opłetwionej, ^oC :

$$z_{scz} = \frac{\sum (t_{sci} l_i)}{\sum l_i}, \qquad (8)$$

przy czym t_{nei} mierzono w 11 punktach powierzchni zewnętrznej rury i płetw w osiach między tworzącymi o odległościach l. .

Q_{pr} - strumień ciepła oddawany przez spaliny do ścianki rury opłetwionej na drodze promieniowania:

$$Q_{pr} = d_{pr} F \left(t_{sp} - t_{scz} \right)$$
(9)

Liczbę Reynoldsa spalin określano ze wzoru:

$$Re = \frac{w_{SD}}{\chi_{SD}}$$
(10)

Liczba Nusselta:

$$Nu = \frac{d_k d}{\lambda_{sp}}$$
(11)

Współczynnik oporu obliczano z zależności:

$$F = \frac{2 \Delta p_{\rm sp}}{S_{\rm sp} w_{\rm sp}^2}$$
(12)

Własności spalin określano przy temperaturze średniej:

$$t_{sp} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2},$$
 (13)

gdzie: t_{sp1}, t_{sp2} - temperatury spalin przed i za pęczkiem rur (średnie z pomiarów siatkowych), ^oC.

4. Wvniki badań wymiany ciepła

Dla przebadanych pęczków z rur opłetwionych określono zastępczy współczynnik przejmowania ciepła c_{47} wyznaczony z zależności (3) oraz konwek-

Badanie wymiany ciepła ...

-cyjny współczynnik przejmowania ciepła \mathcal{L}_k ze wzoru (7). Na podstawie układu równań (4) + (6), przy założeniu $\mathcal{E} = 0$ (przepływ spalin niezapylonych), wyznaczono dla wszystkich pomiarów wartości współczynnika Ψ (współczynnik uwzględniający nierównomierny rozkład współczynników przejmowania ciepła na powierzchni rury opłetwionej). Wartości współczynnika Ψ zawierały się w granicach $\Psi = 0,9 + 1$ zarówno dla układów przestawnych jak i korytarzowych. Do dalszych obliczeń przyjęto $\Psi = 0,9$:

Dla porównania wg [4] zaleca się dla żeber o przekroju prostokątnym przyjmować $\Psi = 0,9$; w pracy [5] otrzymano wartości $\Psi = 0,9 + 0,94$ i przyjęto $\Psi = 0,9$, a w pracy [8] (pęczki membranowe w układzie korytarzowym) przyjęto $\Psi = 1$:

Na podstawie określonych już wartości współczynników \mathscr{K}_{1z} , przyjmując $\xi = 0$ i $\mathscr{V} = 0,9$ określono wartości konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła \mathscr{K}_k z układu równań (4) + (6). Na podstawie tak obliczonych współczynników \mathscr{K}_k , określono liczby Nusselta (11), a wyniki przedstawiono w formie zależności Nu = f (Re) dla pęczków w układzie przestawnym na rys.3, a dla pęczków w układzie korytarzowym na rys.4.



Rys.3. Wyniki badań konwekcyjnej wymiany ciepła dla pęczków z rur opłetwionych w układzie przestawnym, 1+15 numery badanych pęczków rur o geometrii jak w tab.1

The results of convective heat transfer for finned tube banks in staggered system. 1415 - numbers of the testing banks with geometry according to table no 1



Rys.4 Wyniki badań konwekcyjnej wymiany ciepła dla pęczków z rur opłetwionych w układzie korytarzowym, 16+22 numery badanych pęczków rur o geometrii jak w tab.1. Linia przerywana wg. [8].

The results of convective heat transfer for finned tube banks in row system. 16+22 - numbers of the testing banks with geometry according to table no 1. Broken line by [8].

Na wykresach ze skalą podwójnie logarytmiczną punkty układają się wzdłuż linii prostych, co pozwoliło z dokładnością [±] 4% opisać je równaniami postaci Nu = c Reⁿ oddzielnie dla każdego badanego pęczka rur. Wartości współczymników c i n ustalone metodą najmniejszych kwadratów odchyleń zestawiono w tab.1. Na rys.4 linią przerywaną naniesiono dla porównania zależność podaną w pracy [8] dla pęczków membranowych w układzie korytarzowym - w pracy tej uzyskano korelację Nu = f (Re) niezależną od geometrii pęczka rur.

Na rys.5 porównano wyniki badań własnych dla pęczków przestawnych o podziałkach mieszczących się w zakresie badań [6], wykorzystywanych również w pracy [4] oraz na rys.6 wyniki własne porównano z danymi z pracy [7]. Wyniki własne w porównaniu z pracą [4] leżą wyżej od 6 do 24%, a w porównaniu z danymi z pracy [7] w granicach od -13% do +17%. W celu uogólnienia otrzymanych wyników ustalono w pierwszym rzędzie średnią wartość wykładnika n przy liczbie Re w zależnościach Nu = c Reⁿ. Obliczone wartości średnie wyniosły: dla pęczków w układzie przestawnym n = 0,72, a w układzie korytarzowym n = 0,69. Z uwagi na ogólnie przyjmowane zależności, w których wykładnik przy liczbie Re dla układów korytarzowych jest wyższy od n dla układów przestawnych (dla porównania n=0,65

i 0,6 dla pęczków z rur gładkich [4] oraz n = 0,75 i 0,7 dla pęczków z rur membranowych [8] i [5])przyjęto ostatecznie dla układów przestawnych n = 0,68, a dla układów korytarzowych n = 0,7.



Rys.5 Porównanie wyników badań własnych z danymi [4], 1,3,4 - numery badanych pęczków rur i linie wg [4] im odpowiadające:

Comparison of our experimental results and results by [4]. $1_{\pm}3,4$ - numbers of the testing banks and corresponding lines by [4]



Rys.6 Porównanie wyników badań własnych z danymi [7], 1,3,4 - numery badanych pęczków rur i linie wg [7] im odpowiadające

Comparison of our experimental results and results by [7]. 1,3,4 - numbers of the testing banks and corresponding lines by [7]

Opracowano program obliczeniowy na emc, ze pomocą którego modelowano dla wszystkich punktów pomiarowych proponowane równanie typu:

$$Nu = f/c_{,}, s_1/d, s_2/d, h/d, \delta/d, Re'',$$

gdzie: c_z - współczynnik uwzględniający liczbę rzędów rur w pęczku wg [4]. Zastosowano metodę najmniejszych kwadratów odchyleń jako minimalizowaną funkcję celu. Obliczenia wykonano na minikomputerze Mera 400. Otrzymano następujące zależności:

dla pęczków rur w układzie przestawnym
Nu = 0,273 c_z
$$\left(\frac{s_1}{d}\right)^{-0,366}$$
 $\left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0,453}$ $\left(\frac{h}{d}\right)^{0,107}$ $\left(\frac{\delta}{d}\right)^{-0,0902}$
Re^{0,68}
(14)

- dla pęczków rur w układzie korytarzowym

Nu = 0,0763
$$\left(\frac{s_1}{d}\right)^{-0,344}$$
 $\left(\frac{s_2}{d}\right)^{0,317}$ $\left(\frac{h}{d}\right)^{-0,151}$ $\left(\frac{\delta}{d}\right)^{-0,0737}$ Re^{0,7}(15)

Dla pęczków korytarzowych przyjęto c_z = 1 na podstawie pracy [8]. Z uwagi na wykorzystywanie teorii żebra do obliczania wartości \mathcal{L}_{k} w równaniach (14) i (15) zasadniczo nie powinny występować parametry h/d i

 $\delta/{\rm d}.$ Wskazują na to również niewielkie wartości wykładników przy tych parametrach. Opracowane więc równania nie zawierające tych czynników. Otrzymano:

- dla pęczków przestawnych

Nu = 0,317
$$c_z \left(\frac{s_1}{d}\right)^{-0,36} \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0,421} Re^{0,68}$$
 (16)

- dla pęczków korytarżowych

$$Nu = 0,0855 \left(\frac{s_1}{d}\right)^{-0,359} \left(\frac{s_2}{d}\right)^{0,567} Re^{0,7}$$
(17)

W celu graficznego przedstawienia powyższych równań i rozrzutu punktów pomiarowych, wykonano rys.7 i 8, gdzie na osi rzędnych naniesiono wartości:
dla pęczków przestawnych

$$Ju' = \frac{Nu}{c_z \left(\frac{s_1}{d}\right)^{-C_y 36} \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-C_y 421}}$$
(18)

- dla pęczków korytarzowych

$$Nu' = \frac{Nu}{\left(\frac{s_1}{d}\right)^{-0,359} \left(\frac{s_2}{d}\right)^{0,367}}$$
(19)

Przy takim uogólnieniu wyników badań w przedziale odchyłek ±10 % leży ok. 73% punktów pomiarowych dla pęczków przestawnych i ok. 89% punktów dla pęczków korytarzowych. Maksymalne odchyłki dla pęczków przestawnych nie przekraczają ±22 %, a dla pęczków korytarzowych ±13 % *





Determined correlation Nu'= f (Re) for finned tube banks in staggered system. 1+15 - numbers of the testing banks with geometry according to table no 1.



Rys.8 Ustalona korelacja Nu' = f (Re) dla pęczków z rur opłetwionych w układzie korytarzowym, 16+22 - numery badanych pęczków rur o geometrii jak w tab.1.

Determined correlation Nu' = f (Re) for finned tube banks in row system. 16+22 - numbers of the testing banks with geometry according to table no 1.

5. Wvniki badań oporów przepływu

Wyniki badań opracowano obliczając współczymik oporu § wg wzoru (12). Frzykładowe wyniki przedstawiono na rys.9, w funkcji liczby Re . Na wykres naniesiono linią przerywaną zależności wg [9] dla pęczków z rur gładkich. Uzyskane wyniki oporów przepływu spalin przez pęczki rur opłetwionych zarówno dla układów przestawnych, jak i korytarzowych niewiele odbiegają od zależności polecanych w pracy [9] dla pęczków z rur gładkich. Rozbieżności mieszczą się w granicach [±] 20%.



Rys.9 Wyniki badań oporów przepływu spalin dla pęczków z rur opłetwionych w układzie przestawnym, numery badanych pęczków rur jak w tab.1.

The results of flow resistance of flue gas over finned tube banks in staggered system. 1,3 - numbers of the testing banks with geometry according to table no 1. Broken lines by [9].

W pracy [8] podano zależności do obliczania współczymnika oporu dla pęczków rur membranowych w układzie korytarzowym. Pomimo, że uzyskane wyniki świadczą o braku zależności 5 od liczby Re, to jednak dla wartości liczby Re \approx 10 również te wyniki są zbliżone do otrzymywanych wg [9] dla pęczków z rur gładkich. W pracy [7] analizowano opory przepływu w zapylonym i niezapylonym pęczku z rur opłetwionych w układzie przestawnym tylko dla dwóch prędkości spalin. Przy prędkości ok. 7 m/s uzyskano w pęczku zapylonym wzrost oporów przepływu o 26 %, a przy prędkości ok. 14 m/s obniżenie oporów przepływu o 17 % w stosunku do pęczka niezapylonego.

Uzyskane wyniki badań własnych oraz wyniki badań [7] i [8] świadczą, że przy obliczaniu oporów przepływu spalin przez pęczki z rur opłetwionych, zarówno w układzie przestawnym jak i korytarzowym, można wykorzystywać zależności podane w pracy [9] dla pęczków z rur gładkich.

6. Zalecenia do obliczeń cieplnych i aerodynamicznych

Na podstawie przeprowadzonych badań proponuje się następującą metodę obliczania wymiany ciepła i oporów przepływu spalin dla pęczków z rur opłetwionych omywanych poprzecznie strumieniem spalin:

Bedanie wymiany ciepłe

Zalecenia do obliczeń cieplnych

Obliczenie średniego konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła:
 dla układów przestawnych

$$\alpha_{k} = 0,317 \quad c_{z} \quad \frac{\lambda}{d} \left(\frac{s_{1}}{d}\right)^{-0,36} \quad \left(\frac{s_{2}}{d}\right)^{-0,42} \quad \left(\frac{w}{v}\right)^{0,68}$$

- dla układów korytarzowych

$$a_{k}^{\prime} = 0,0855 \quad \frac{\lambda}{d} \left(\frac{s_{1}}{d}\right)^{-0,36} \quad \left(\frac{s_{2}}{d}\right)^{0,37} \quad \left(\frac{w}{v}\right)^{0,7},$$

gdzie:

d.

- c₂ współczynnik uwzględniający liczbę rzędów rur w pęczku w kierunku przepływu spalin, określany wg [4] dla pęczków z rur opłetwionych,
- λ współczynnik przewodzenia ciepła spalin przy średniej temperatu
 - rze, $t_{sp} = (t_{sp1} + t_{sp2})/2$, W/mK, - średnica zewnętrzna rur, m,
- prędkość spalin w najwęższym przekroju pęczka rur, m/s,
- współczynnik lepkości kinematycznej spalin przy średniej temperaturze, m²/s,
- s. podziałka poprzeczna rur w pęczku, m,
- s₂ podziałka wzdłużna rur w pęczku, m.
- 2. Obliczenie zastępczego współczynnika przejmowania ciepła:

 $\mathscr{A}_{1z} = \begin{bmatrix} F_{\underline{p}\underline{2}} & E + F_{\underline{r}} \\ F & E + F_{\underline{r}} \end{bmatrix} \xrightarrow{0,9} (\mathscr{A}_{k} + \mathscr{A}_{pr}) \\ \xrightarrow{1+0,9} \mathcal{E} (\mathscr{A}_{k} + \mathscr{A}_{pr}),$

gdzie:

Fpl Fr

E

F - stosunki powierzchni płetw i rur na części nieopłetwionej do powierzchni całkowitej

$$F_{pl} = (4h + 2\delta) l ; F_r = (\overline{II}a - 2\delta) l$$
$$F = F_{pl} + F_r$$

- współczynnik efektywności płetw

$$E = \frac{\ln x}{x}$$

$$\alpha = h \sqrt{\frac{1,8 (d_{k} + d_{pr})}{\delta \cdot \lambda_{m} \left[1 + 0,9 \xi (d_{k} + d_{pr})\right]}}$$

d - grubość płetw, m

5

- h wysokość płetw, m
- 1 długość rur, m
- λ_ współczynnik przewodzenia ciepła metału płetw, W/mK

- współczynnik przejmowania ciepła na drodze promieniowania, określany wg [4] - przy czym grubość warstwy promieniujących spalin określać należy z zależności wg [10]:

$$S = 0.9 \qquad \frac{4s_1s_2 - \pi d^2 - 8 h d}{\pi d + 4 h}$$

E - współczynnik zanieczyszczeń, m⁻K/W

Do czasu wykonania odpowiednich badań wartości \mathcal{E} należy przyjmować wg pracy [4] z uwzględnieniem krajowych doświadczeń eksploatacyjnych.

3. Obliczenie współczynnika przenikania ciepła, odniesionego do całkowitej zewnętrznej powierzchni ogrzewalnej:

$$k = \frac{1}{d_{12}} + \frac{1}{d_2} \frac{F}{F_w}$$

gdzie:

- F/F_w = stosunek całkowitej zewnętrznej powierzchni do wewnętrznej powierzchni rury opłetwionej, $F_w = \overline{\Pi} d_w l$; d_w - wewnętrzna średnica rury,
- d₂ -
 - współczynnik przejmowania ciepła od ścianki wewnętrznej do czynnika płynącego w rurze, W/m²K.

Zalecenia do obliczeń aerodynamicznych

Obliczanie oporów przepływu spalin przez pęczki z rur opłetwionych, zarówno dla układów przestawnych jak i korytarzowych, wykonywać wg [9] jak dla pęczków z rur gładkich.

Podane zależności ustalono na podstawie badań wykonanych w przedziale: - względnych podziałek poprzecznych i podłużnych

	układ przestawny	układ	korytarzowy	
	$s_1/d = 2_903 + 3_976$	s ₁ /d	= 2,21 + 4,39	
	s ₂ /d = 1,45 + 3,76	s2/d	= 2,71 + 3,5	
•	względnych wysokości płetw			
	układ przestawny	układ	korytarzowy	
	h/d = 0,8 + 1,8	h/d a	= 0,8 + 1,2	
•	względnych grubości płetw			
	$\delta/d = 0, 1 + 0, 2$			

- liczb Reynoldsa dla spalin

 $Re = (2.5 + 12.5) \cdot 10^3$

LITERATURA

- Siennicki S. i inni: Opracowanie przesłanek decyzyjnych dotyczących budowy przegrzewaczy pary i podgrzewaczy wody z rur opłetwionych. Etap I - Analiza danych do obliczeń cieplnych i aerodynamicznych, założenia do budowy stoiska i projekty modeli badawczych. Praca ITC, Nr ew.3734, niepublikowana, 1977 r.
- 2. Siennicki S., Zygadlewicz K.: Analiza wyników badań cieplnych, labora-,

Badania wymiany ciepła

-toryjnych i eksploatacyjnych kotłów oraz ustalenie najpilniejszych zagadnień wymagających badań modelowych, określenie zakresu i koncepcji tych badań. Praca ITC, Nr ew. 4488, niepublikowana, 1982 r.

- 3. Felicjaniak W.: Opracowanie wyników badań modelowych oraz metodyki obliczeń cieplnych i aerodynamicznych podgrzewaczy wody i przegrzewaczy pary z rur opłetwionych na podstawie badań. Praca ITC, Nr ew. 4979, niepublikowana, 1985 r.
- 4. Teplovoj rasčot kotelnych agregatow. Normatywnyj metod. Moskwa 1973 r.
- 5. Lokšin W.A., Lisejkin I.D.: Issledovanije i rasčet teplootdači membrannych konvektivnych povierchnostiej nagreva. Teploenergetika 1971. 2.
- Antufiev V.M., Bieleckij G.S.: Teploperedača i aerodinamičeskoe soprotivlenija trubčatych poverchnostiej v popierečnom potoke. Mašgiz. Moskwa - Leningrad 1948.
- 7. Sharan N.H.: Wärmeübergang und Druckverluste des Rauchgases bei guerengeströmten Flossenrohren. Sulzer, Forschungsheft 1966.
- Lokšin W.A., Lisejkin I.D., Aronow D.I.: Issledovanije i rasčot teplootdači i aerodinamičeskich soprotivlenij membrannych koridornych pučkov trub. Teploenergetika 1975, 11:
- Aerodinamičeskij rasčot kotelnych ustanovok. Normativnyj metod. GEI, Moskwa - Leningrad 1961.
- 10. Pronobis M.: Grubość promieniującej warstwy spalin w kotłowych pęczkach konwekcyjnych. Gospodarka Paliwami i Energią, 1984, 1,

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПУЧКАХ ПЛАВНИКОВЫХ ТРУБ

Резрие

Описана экспериментальная установка и методика исследований теплопередачи в пахтных и коридорных пучках, сделанных из плавниковых труб. Представлено результаты исследовании и их сравнение с данными других авторов. Передано обобщенные зависимости описывающие теплопередачу в исследованных пучках плавниковых труб и рекомендования к расчету теплопередачи и аэродинамического сопротивления.

TESTING OF HEAT TRANSFER IN THE FINNED TUBE BANKS

Summery

The test rig and experimental technique of heat transfer in the finned tube banks designed in staggered and row systems have been reported. In the present work the results of our experimental investigatio has been presented and compared with data published by the other authors. Generalized correlations describing the heat transfer in selected finned tube banks and recommendation for thermal and serodynamical prediction have been given

Recenzent: Prof. mgr inż. Piotr Orżowski

Wpłynążo do Redskoji w mercu 1986 r.