ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1982

Seria: ENERGETYKA z.80 Nr kol. 715

Marek PRONOBIS

ROZKŁADY TEMPERATURY W RURACH KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH

Streszczenie: W pracy przedstawiono analizę ustalonego pola temperatury w rurach kotłowych pęczków konwekcyjnych. Określono wpływ rozmieszczenia rur (przestawnego lub korytarzowego), liczb Biota oraz stosunku średnic β na bezwymiarową temperaturę charakterystyczną ścianki. Obliczenie przeprowadzono dla rur wykonanych ze stali oraz ze szkła.

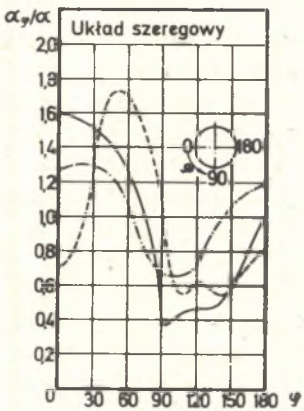
1. WSTĘP

W związku ze wzrostem mocy jednostkowej kotłów parowych dużego znaczenia nabiera sprawa niezawodności powierzchni ogrzewalnych, na które składają się membranowe ściany odparownika oraz rurowe pęczki konwekcyjne przegrzewaczy pary, podgrzewaczy wody, i podgrzewaczy powietrza. Wszystkie te powierzchnie pracują w bardzo ciężkich warunkach (wysokie temperatury, duże ciśnienie wewnętrzne, korodująca atmosfera), co powoduje, że znajomość rozkładu temperatury w ściankach rur ma podstawowe znaczenie przy projektowaniu tego typu układów. W odniesieniu do membranowych ścian komór paleniskowych oraz membranowych i opłetwowanych powierzchni konwekcyjnych zagadnienie wyznaczania pola temperatury w ściankach wymiennika zostało już rozwiązane [1], [2]. Niniejsza praca jest próbą rozwiązanie tego problemu dla rurowych pęczków konwekcyjnych, będących najczęściej spotykanym typem powierzchni ogrzewalnej w kotle. Rekuperatory tego rodzaju zbudowane są tak, że jeden czynnik płynie wewnątrz rur umieszczonych w poprzecznym strumieniu drugiego czynnika. Rury mają postać bądź wężownic wyprowadzonych z komór zbiorczych, jak to ma miejsce w kotłowych podgrzewaczach pary, bądź też utwierdzone są w ścianach sitowych (rurowe podgrzewacze powietrza). Wymiana ciepła między czynnikami zachodzi na drodze konwekcji wymuszonej. Temperatura ścianki jest funkcją temperatury obu płynów, współczynników α_1 i α_2 oraz wymiarów i parametrów materiałowych rur wymiennika. Z uwagi na symetrię i własności czynników ogrzewanych w kotle, wartości lokalne współczynnika α_2 można zastąpić średnimi z wystarczającą dla obliczeń technicznych dokładnością [3].

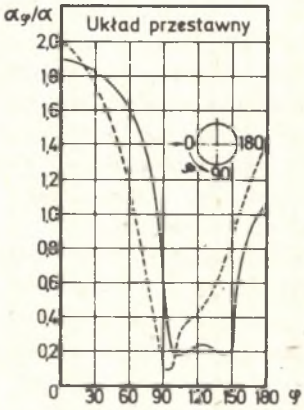
Współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej ściance można więc traktować jako stały wzdłuż obwodu przekroju poprzecznego rury. Dla rur o przekroju kołowym wielkość tę można np. opisać wzorem (4):

$$\alpha_2 = 0{,}023 \frac{\lambda_{cw}}{d_w} Re^{0,8} P_r^{0,4} \qquad (1)$$

Znacznym zmianom ulega natomiast intensywność wnikania ciepła na ściance zewnętrznej, co wynika z charakteru wymiany ciepła przy poprzecznym opływie walca. Zagadnienie komplikuje dodatkowo wpływ zaburzeń będących skutkiem oddziaływania sąsiednich rur pęczka. Badaniem zmiany przejmowania ciepła wzdłuż obwodu rur w układach szeregowych i przestawnych poświęcono szereg prac doświadczalnych [4], [5], [6]. Ich wyniki przedstawiono na rys. 1 i 2. Daje się zauważyć duża zmienność współczynnika α_1 w zależności od współrzędnej φ. W przypadku pęczków przestawnych maksymalna wartość α_1 jest blisko 20 razy większa od minimalnej. Rozkład współczynnika α_1 jest ponadto w pewnym stopniu zależny od burzliwości strumienia - rys. 1. Tak wielkie zmiany intensywności przejmowania ciepła mają znaczący wpływ na ustalone pole temperatury w ściankach rur, co pociąga za sobą powstawanie wysokich naprężeń termicznych. Jest to szczególnie niebezpieczne w przypadku przegrzewaczy pary pracujących w wysokich temperaturach, bliskich dopuszczalnej temperatury metalu ścianki.



Rys. 1. Rozkład wartości współczynnika wnikania ciepła na zewnętrznym obwodzie rury w pęczku
—— Re = 14.10^3, rząd I
--- Re = 14.10^3, rząd II
—·— Re = 39.10^3, rząd I



Rys. 2. Rozkład wartości współczynnika wnikania ciepła na zewnętrznym obwodzie rury w pęczku
—— Re = 14.10^3, rząd I
----- Re = 14.10^3, rząd II

2. ROZWIĄZANIE ZAGADNIENIA

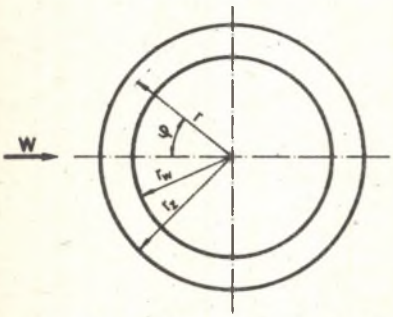
Zagadnienie sprowadza się do znalezienia ustalonego rozkładu temperatury w przekroju poprzecznym rury - rys. 3 i da się opisać równaniem:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = 0 \qquad (2)$$

przy warunkach brzegowych:

$$\left.\frac{\partial t}{\partial r}\right|_{r=r_z} = \frac{\alpha_1 (t_z - t)}{\lambda};$$

$$\left.\frac{\partial t}{\partial r}\right|_{r=r_w} = \frac{\alpha_2 (t - t_w)}{\lambda} \qquad (3)$$



Rys. 3. Schemat obliczeniowy rury

$$\left.\frac{\partial t}{\partial \varphi}\right|_{\varphi=0} = \left.\frac{\partial t}{\partial \varphi}\right|_{\varphi=\pi} = 0$$

Powyższe równanie wyprowadzono w oparciu o następujące założenia:

1. Brak przepływu ciepła w kierunku równoległym do osi rury.
2. Materiał rury jest jednorodny.
3. Współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rury jest stały.

Rozwiązanie tak postawionego problemu metodą analityczną stwarza poważne trudności, dlatego też w pracy posłużono się numeryczną metodą bilansów elementarnych [7].
Układ równań różniczkowych rozwiązano za pomocą metody Gaussa-Jordana, uzyskując w wyniku wartości temperatur w węzłach siatki. Wprowadzając temperatury zredukowane ϑ określono jako:

$$\vartheta = \frac{t - t_w}{t_z - t_w} \qquad (4)$$

otrzymano dla korytarzowego i przestawnego układu rur rozwiązanie o postaci:

$$\vartheta = f\,(Bi_1, Bi_2, \beta, \varphi),$$

gdzie: $Bi_1 = \frac{2\alpha_1 r_z}{\lambda}$ - liczba Biota charakteryzująca wymianę ciepła na ściance zewnętrznej

$$Bi_2 = \frac{2\alpha_2 \quad r_w}{\lambda}$$ - liczba Biota dla ścianki wewnętrznej

$$\beta = r_z/r_w$$

Wartości funkcji $\alpha_1(\varphi)$ przejmowano według danych Michajłowa (rys.1 i2)dla drugiego rzędu rur zarówno w przypadku układu korytarzowego, jak i przestawnego. Przypadek taki jest najbardziej niekorzystny z punktu widzenia wartości naprężeć termicznych, gdyż stosunek wartości maksymalnych do minimalnych jest tu największy.

Dla określenia wpływu parametrów pracy na rozkład temperatury w ściance rury wprowadzono następujące temperatury charakterystyczne:

t_1 - maksymalna temperatura zewnętrznej ścianki,
t_2 - minimalna temperatura zewnętrznej ścianki,
t_3 - maksymalna temperatura wewnętrznej ścianki,
t_4 - minimalna temperatura wewnętrznej ścianki.

Tak określone temperatury charakterystyczne posłużyły po zredukowaniu wg wzoru (4) do sporządzenia wykresów rys. 5, 6, 7.

3. ZAKRES OBLICZEŃ I ICH WYNIKI

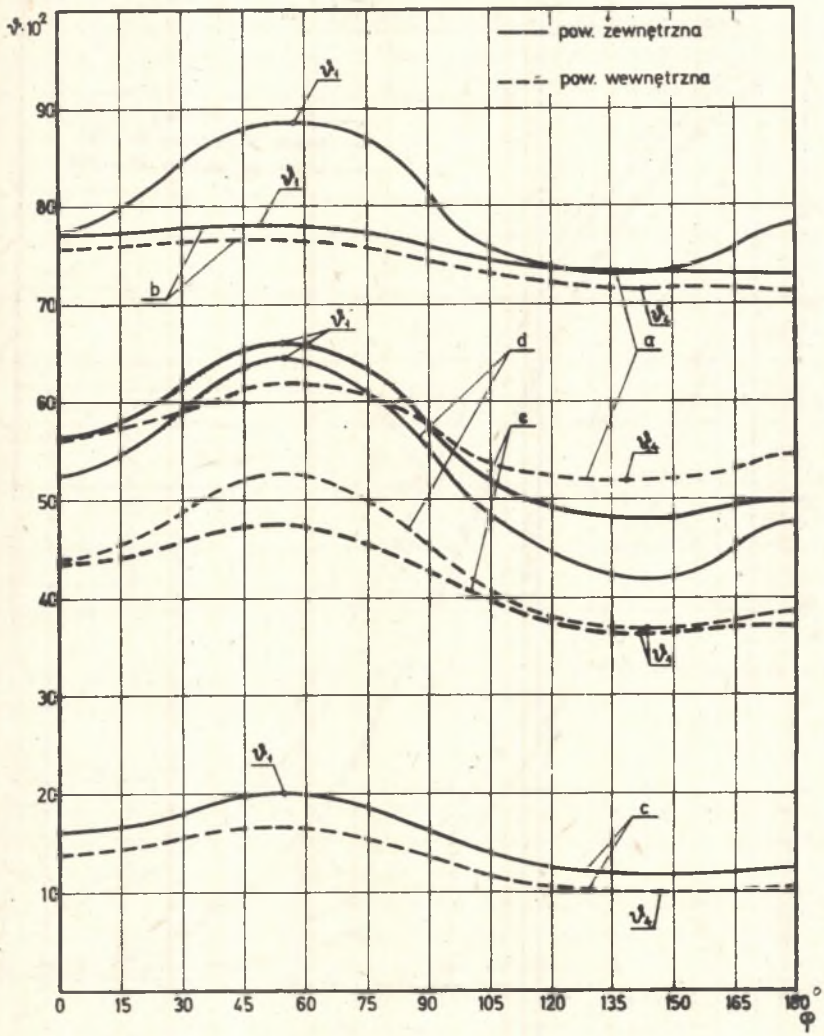
W celu określenia wpływu warunków pracy wymiennika na rozkład temperatury w ściankach rur wykonano szereg obliczeń, których wyniki przedstawiono na rys. 4-7. Jako zmienne parametry przyjęto: współczynnik wnikania ciepła na zewnętrznej ściance rury $\alpha_1(\varphi)$, współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej ściance α_2, stosunek promienia zewnętrznego do wewnętrznego β, przewodność cieplną materiału ścianki λ, układ pęczka (szeregowy lub przestawny).

Obliczenia prowadzono dla rur wykonanych ze stali (λ = 20-40 W/mK) oraz szkła (λ = 0.8 W/mK). Parametry czynników ($\alpha_1(\varphi)$, α_2) oraz promienie rur r_z, r_w dobrano tak, aby obejmowały cały zakres rozwiązań spotykanych w technice kotłowej. Tak dobranym przypadkom odpowiadały następujące wartości liczb Biota:

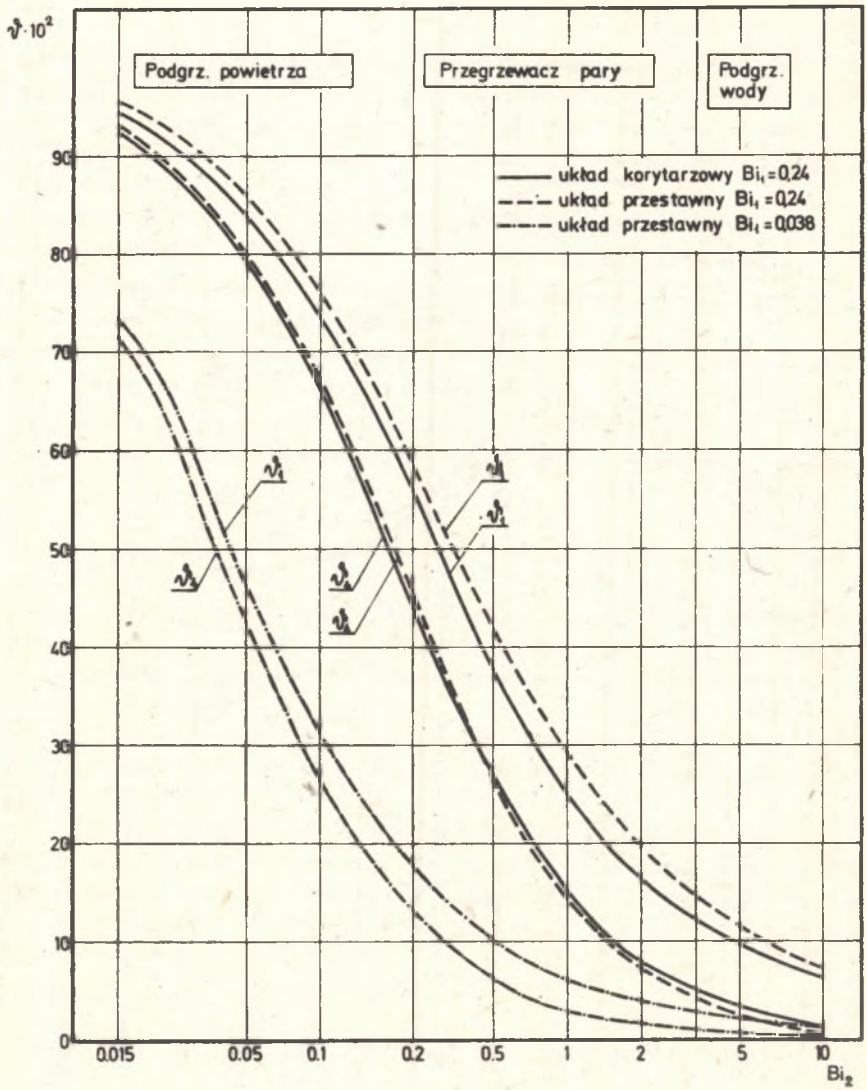
a) Wymienniki stalowe
Bi_1 = 0,038 - 0,24
Bi_2 = 0,015 - 13

Zakres taki obejmuje podgrzewacze powietrza, przegrzewacze pary i podgrzewacze wody.

b) Wymienniki szklane
Bi_1 = 1,9 - 12
Bi_2 = 0,75 - 7,5



Rys. 4. Temperatura powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej rury pęczka korytarzowego. Parametry wg tablicy 1.



Rys. 5. Zależności temperatur charakterystycznych od Bi_2 - rury stalowe, $\beta = 1,27$

Podane wartości obejmują jedynie zakresy parametrów spotykanych w podgrzewaczach powietrza z rur szklanych, ponieważ innych powierzchni ze szkła w kotłach się nie stosuje. Powodem stosowania szkła, jako materiału na powierzchnie ogrzewalne, jest chęć uniknięcia korozji siarkowej w kotłach spalających wysoce zasiarczone paliwo.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń przedstawione na wykresach rys.4,5,6,7 pozwalają zorientować się, jaki jest wpływ warunków działania wymiennika na pole temperatury w ściankach rur. Przypadki zamieszczone na rys.4 opisano w tablicy 1.

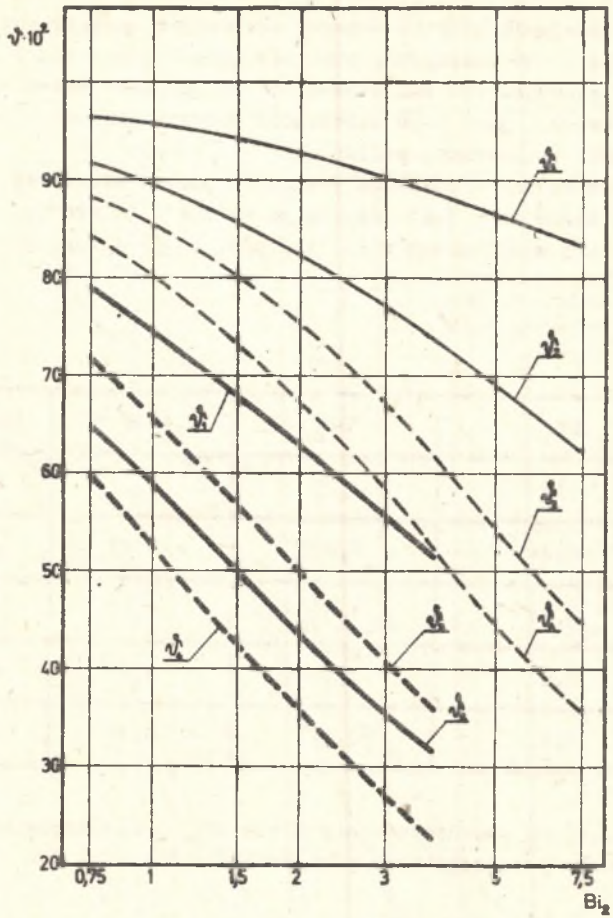
Tablica 1

Lp.	Bi_1	Bi_2	β	Materiał
a	12	3,75	1,27	szkło
b	0,24	0,075	1,27	stal
c	0,24	1,5	1,27	stal
d	1,9	1,9	1,27	szkło
e	1,9	1,9	1,46	szkło

Na rys. 5. zaznaczono ponadto zakresy liczb Bi_2, jakie odpowiadają parametrom typowym dla poszczególnych powierzchni w kotle.

I. Wpływ rozmieszczenia rur

Stosunek wartości lokalnych współczynnika wnikania ciepła do średniej dla zewnętrznego obwodu rury $\alpha_1(\varphi)/\alpha_1$ charakteryzuje się większą zmiennością w przypadku przestawnego układu pęczka. Pociąga to za sobą większe niż w układzie korytarzowym różnice temperatury w poszczególnych punktach ścianki - rys. 5, 6, 7. Maksymalna różnica temperatury $(\vartheta_1 - \vartheta_4)$ może być w pęczku przestawnym nawet o połowę wyższa.
Powiększeniu ulega również najwyższa temperatura ścianki ϑ_1. Należy przy tym wziąć pod uwagę, że dla tej samej prędkości czynnika na zewnątrz rur układ szachownicowy charakteryzuje się wyższym współczynnikiem wnikania ciepła. Jeśli więc rury są od zewnątrz ogrzewane (najczęściej spotykany przypadek), to omawiane zjawisko prowadzi do dalszego wzrostu temperatury w ściance rekuperatora pracującego w układzie przestawnym.

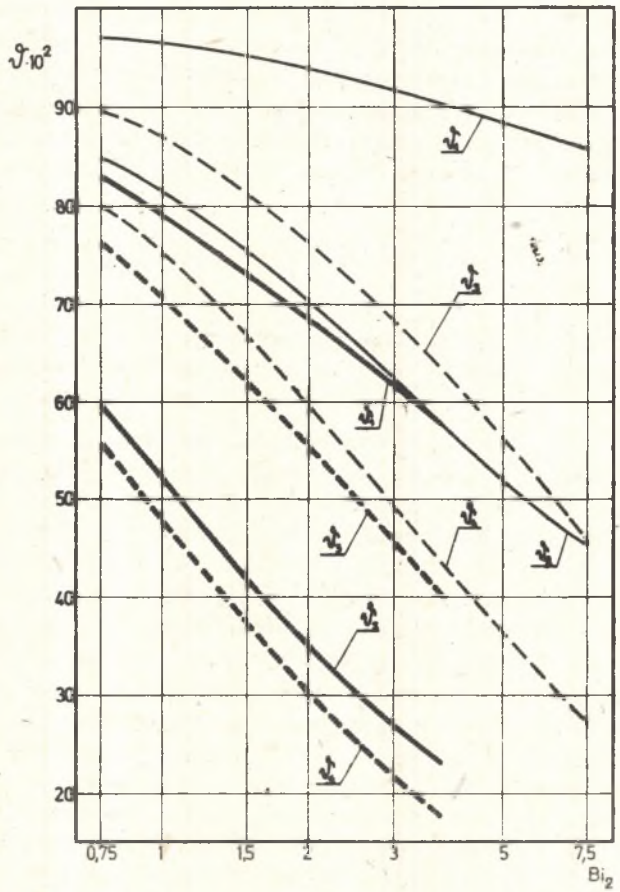


Rys. 6. Zależności temperatur charakterystycznych od Bi_2 dla rur szklanych w układzie korytarzowym, β = 1,27.
Linie cienkie - Bi_1 = 12
Linie grube - Bi_1 = 1,9

II. Wpływ liczb Biota

Znaczny wpływ na pole temperatury w ściance rury ma intensywność wymiany ciepła na jej zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni opisana liczbami Biota Bi_1 i Bi_2. Przeprowadzone w pracy obliczenia pozwoliły na uzyskanie zależności $\vartheta_i = f(Bi_1, Bi_2)$ przedstawionych na rys. 4, 5, 6.
Dla zakresu $Bi_2 = (0,4 - 4)\ Bi_1$ daje się zauważyć szczególnie intensywny spadek temperatury w poszczególnych punktach ścianki. Powyżej górnej granicy tego zakresu wpływ intensywności wymiany ciepła wewnątrz rury na rozkład temperatury coraz bardziej maleje. Wskutek tego nie ma sensu zwię-

szanie α_2 powyżej pewnej wartości, gdyż prowadzi to jedynie do wzrostu oporów przepływu, podczas gdy zarówno współczynnik przenikania ciepła, jak i temperatura ścianki ulegają jedynie niewielkim zmianom.
Również dla $Bi_2 < 0,4\ Bi_1$ wpływ α_2 na pole temperatury maleje, jednakże wymienników o takich parametrach w technice kotłowej praktycznie się nie spotyka. Duży wpływ na temperatury charakterystyczne ma intensywność wnikania ciepła na ściance zewnętrznej. Prowadzi to do wniosku, że temperatury te można w dość szerokim zakresie regulować odpowiednim doborem prędkości czynnika i podziałki rur.



Rys. 7. Zależność temperatur charakterystycznych od Bi_2 dla rur szklanych w układzie przestawnym, β = 1,27.

Linie cienkie - Bi_1 = 12

Linie grube - Bi_1 = 1,9

Szczególnie wysokie wartości Bi występują w podgrzewaczach powietrza z rur szklanych (b. mała przewodność cieplna λ). Na skutek tego w takich wymiennikach trzeba się liczyć z dużymi różnicami temperatury w poszczególnych punktach ścianki, co może prowadzić do uszkodzeń. W podgrzewaczach tego typu należy unikać przestawnego układu rur oraz wysokich wartości współczynnika wnikania ciepła od spalin do ścianki.

III. Wpływ stosunku promieni (średnic) $\beta = r_z/r_w$

Wpływ wartości β na pole temperatury ścianki rury obrazują wykresy 4 i 5 na rys. 3. Z porównania omawianych krzywych wynika, że powiększenie stosunku r_z/r_w wpływa w dość znacznym stopniu na podwyższanie temperatury ϑ_2 i obniżenie ϑ_3, natomiast ϑ_1 i ϑ_4 pozostają prawie niezmienne. Wynikiem tego jest powiększenie różnic pomiędzy temperaturami w poszczególnych punktach ścianki. Zjawisko to w przypadku rur stalowych nie ma dużego znaczenia i może być pominięte. W podgrzewaczach szklanych należy jednak brać je pod uwagę unikając zbyt małych średnic i zbyt dużych grubości ścianek rur.

4. WNIOSKI

Przeprowadzona w pracy analiza przepływu ciepła w pęczkach konwekcyjnych kotłów energetycznych pozwala na wyciągnięcie szeregu wniosków, które mogą być pomocne przy projektowaniu tego typu wymienników:

a) Stosowanie w obliczeniach wytrzymałościowych metod wykorzystujących średnią temperaturę ścianki może prowadzić do znacznych błędów, szczególnie gdy pęczek wykonany jest z materiału o niskiej przewodności cieplnej (stale austenityczne, szkło). Różnica między temperaturą maksymalną i średnią może bowiem wynosić kilkadziesiąt i więcej stopni.

b) Układy przestawne charakteryzują się wyższymi wartościami temperatur maksymalnych ϑ_1 oraz większymi różnicami temperatur między poszczególnymi punktami ścianki. Z tego względu pęczki szczególnie narażone na uszkodzenie (końcowe stopnie przegrzewaczy pary, podgrzewacze powietrza z rur szklanych) należy projektować jako korytarzowe.

c) Temperatury ścianek można w szerokich granicach regulować odpowiednim doborem prędkości spalin oraz podziałek rur w pęczku.

d) Powiększenie prędkości czynnika ogrzewanego w znacznym stopniu obniża temperaturę ścianki, pod warunkiem, że spełniona jest zależność $Bi_2 < 4\,Bi_1$. Powyżej tej granicy wpływ powiększania α_2 na poziom temperatury coraz bardziej maleje.

e) W miarę wzrostu stosunku średnic r_z/r_w rośnie gradient temperatur w ściance rury. Zjawisko to wymaga uwzględnienia jedynie w przypadku podgrzewaczy powietrza wykonanych ze szkła, które należy wykonywać z rur o możliwie dużej średnicy i małej grubości ścianek.

LITERATURA

[1] Rasčet i proektirovanie celnosvarnych ekranov kotelnych agregatov. Energija, Moskva 1975.

[2] Baran M., Pronobis M.: Rozkład temperatury w rurach membranowych i opłetwowanych przegrzewaczy pary. Archiwum Budowy Maszyn. (w druku).

[3] Galin N.M.: Rasčet temperaturnogo rezima trub s neravnomernym obogrevom po vnešnemu perimetru. Teploenergetika 1978, 2.

[4] Michiejew M.: Zasady wymiany ciepła. PWN, Warszawa 1953.

[5] Brodowicz K.: Wpływ burzliwości na przejmowanie ciepła w pęczku rur. Archiwum Budowy Maszyn t. V, z.2. PWN, Warszawa 1958.

[6] Marcinkowski R., Zieliński J.: Metoda badania procesów wymiany masy i ciepła. Przemysł Chemiczny 49/5 (1970).

[7] Szargut J.: Metody numeryczne w obliczeniach cieplnych pieców przemysłowych. Wyd. Śląsk, Katowice 1977.

Wpłynęło do Redakcji w maju 1981 Recenzent: Doc dr inż. Antoni Guzik

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОЛЯ В КОТЕЛЬНЫХ ТРУБАХ КОНВЕКЦИОННЫХ ПУЧКОВ

Р е з ю м е

В работе приводятся результаты анализа установившегося температурного поля в котельных трубах конвекционных пучков. Рассматривается влияние расположения труб, числа Био параметра r_z/r_w на безразмерную характеристическую температуру стенки для стальных и стеклянных труб.

TEMPERATURE DISTRIBUTION IN BOILERS CONVECTION TUBE BANKS

S u m m a r y

The paper presents an analysis of a fixed temperature field in boilers convection tube banks. The influence of tubes arramgement (in-line or staggered type), Biot number, and the proportion of diameters β on a non-dimensional temperature, characteristic for the wall, has been defined. The calculation has been carried out form steel and glass tubes.