ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1968

Seria: ENERGETYKA z. 29 Nr kol. 223

ANTONI GUZIK
Wyższa Szkoła Inżynierska
w Opolu

WPŁYW KSZTAŁTU WYPEŁNIENIA REGENERATORA NA WSPÓŁCZYNNIK PRZEKAZYWANIA CIEPŁA

Streszczenie. Zbadano błąd jaki popełnia się przy obliczaniu współczynnika przekazywania ciepła w regeneratorze przez zastąpienie rzeczywistego wypełnienia, wypełnieniem z równoważnych płyt płaskich. Badania wykonano dla wypełnienia szybowego nagrzewnicy wielkopiecowej. Otrzymane rezultaty upoważniają do zastępczego traktowania takiego wypełnienia.

1. Wprowadzenie

Podany w pracy [2] wzór (2) służący do obliczania współczynnika przekazywania ciepła w regeneratorze

$$k = \delta_p \varrho c \varkappa_p \tag{1}$$

został wyprowadzony przy upraszczającym założeniu, że wypełnienie regeneratora stanowią płyty płaskie.

We wzorze (1) oznaczają:

- k - współczynnik przekazywania ciepła odniesiony do 1 m^2 powierzchni wypełnienia omywanej przez gazy i do 1 cyklu działania regeneratora,
- δ_p - połowa grubości płyty,
- ϱ, c - gęstość i ciepło właściwe materiału wypełnienia dotyczące jego średniej temperatury,
- $\varkappa_p$ - zredukowany współczynnik przekazywania ciepła zależny jedynie od liczb Biota i Fouriera dla fazy grzania i ochładzania wypełnienia.

---

x) Praca została wykonana w Katedrze Energetyki Cieplnej Politechniki Śląskiej.

Treścią pracy [1] było wyznaczenie wielkości $\varkappa_p$ dla płyty płaskiej.

Aby umożliwić stosowanie wzoru (1) do wypełnienia rzeczywistego zastępuje się je wypełnieniem z płyt, których równoważną grubość określa wzór [3]

$$\delta_p = \frac{V}{A} . \tag{2}$$

gdzie:

V - objętość pojedynczego elementu wypełnienia,

A - czynna (stykająca się z gazami) powierzchnia wypełnienia odpowiadająca objętości V.

Chcąc ocenić błąd jaki popełnia się zastępując wielkość $\varkappa$ dla rzeczywistego kształtu wypełnienia wielkością $\varkappa_p$ obliczoną dla równoważnych płyt płaskich, należy wielkość $\varkappa$ wyznaczyć z wzoru

$$\varkappa = \frac{\vartheta_{m\,G} - \vartheta_{m\,O}}{t_G - t_O} \tag{3}$$

gdzie:

$\vartheta_{m\,g}$, $\vartheta_{m\,O}$ - średnia ekstremalna temperatura materiału wypełnienia dotycząca fazy grzania G i ochładzania O,

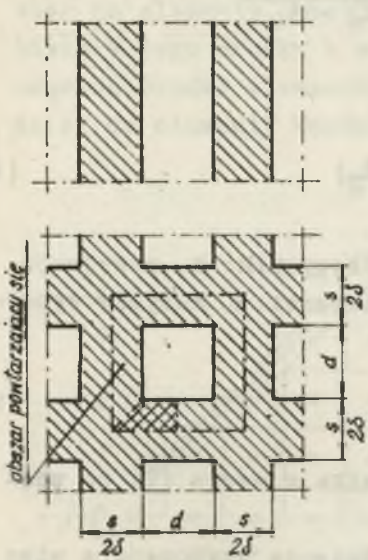
t_G, t_O - średnie temperatury gazu grzejącego i ogrzewanego w regeneratorze.

Średnie ekstremalne temperatury materiału oblicza się na podstawie pola temperatury w przekroju wypełnienia. Do określenia pola temperatury posłużono się niżej metodą różnicową, układ zaś równań różnicowych rozwiązywano przy użyciu maszyny cyfrowej ZAM-2.

2. Zakres opracowania

Niniejsze opracowanie dotyczy wypełnienia nagrzewnicy wielkopiecowej. Na ogół wypełnienie to wykonuje się z cegieł prostopadłościennych ułożonych tak, że powstałe przeloty dla ga-

zów są kanałami o przekroju kwadratowym i ciągłych ścianach bocznych na całej wysokości wypełnienia. Jest to tzw. wypełnienie szybowe (rys. 1). Przy rozpatrywaniu takiego wypełnienia, ze względu na symetrię układu, wystarcza rozpatrzenie 1/8 powtarzającego się obszaru (obszar zakratkowany na rys. 1).



Rys. 1. Przekrój szybowego wypełnienia nagrzewnicy

Założenia upraszczające przyjmuje się takie same jak w pracy [1], z wyjątkiem założenia o kształcie wypełnienia, a więc:

a) własności cieplne materiału wypełnienia: współczynnik przewodzenia ciepła λ, ciepło właściwe c oraz gęstość ϱ są stałe,

b) współczynniki wnikania ciepła α_G, α_O oraz temperatury gazów t_G, t_O w rozważanym przekroju regeneratora są niezmienne,

c) nie występuje przewodzenie ciepła w materiale wypełnienia w kierunku równoległym do przepływu gazów.

Warunek, że dla stanu pseudoustalonego różnica entalpii wypełnienia w czasie jednego cyklu jest równa ciepłu przekazywanemu od gazu grzejącego do ogrzewanego (przy pominięciu odpływu ciepła do otoczenia), wyraża się dla jednostkowej długości kanału wzorem

$$\left(\frac{d}{2} + \frac{s}{4}\right) \frac{s}{2} \varrho c \left(\vartheta_{m\,G} - \vartheta_{m\,O}\right) = \frac{d}{2} k \left(t_G - t_O\right)$$

Stąd współczynnik przekazywania ciepła

$$k = \frac{s}{2}\left(1 + \frac{s}{2d}\right) \varrho c \frac{\vartheta_{m\,G} - \vartheta_{m\,O}}{t_G - t_O}$$

Po wprowadzeniu oznaczenia

$$\delta_p = \frac{s}{2}\left(1 + \frac{s}{2d}\right) \tag{4}$$

i wzoru (3) równanie określające współczynnik k przyjmuje postać wzoru (1), z tą różnicą, że stosunek k dotyczy wypełnienia szybowego

$$k = \delta_p \varrho c \alpha \tag{5}$$

Należy zauważyć, że zależność (4) wynika z wzoru (2) po podstawieniu $V = 4(d + \frac{s}{2})\frac{s}{2}$, $A = 4d$.

Pole temperatury w przekroju wypełnienia szybowego, a więc również temperatura średnia ϑ_m oraz zredukowany współczynnik przekazywania ciepła α zależą nie tylko od liczb Biota i Fouriera, lecz również od stosunku szerokości kanału d do grubości cegły s

$$\alpha = \alpha(Bi_G, Fo_G, Bi_O, Fo_O, d/s) \tag{6}$$

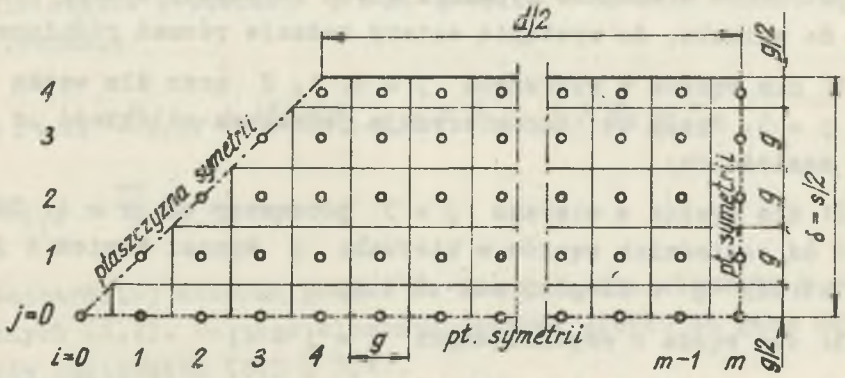
Według literatury [4] stosunek d/s dla nowoczesnych nagrzewnic zawiera się w przedziale od 0,9 do 2,8. W dalszych obliczeniach rozpatrzono wartości d/s = 0,75; 1,5; 2,5. Przyjęcie stosunku d/s mniejszego od spotykanej górnej wartości, wynika z ograniczonej pojemności pamięci wewnętrznej maszyny ZAM-2.

3. Pole temperatury w przekroju wypełnienia

3.1. Podział obszaru na elementy

Wyżej stwierdzono, że ze względu na symetrię, dla określenia pola temperatury w przekroju wypełnienia prostopadłym do osi

kanału, wystarcza znalezienie rozkładu temperatury w 1/8 powtarzającego się obszaru wypełnienia. Stosując różnicową metodę znalezienia pola temperatury, dzieli się rozpatrywany obszar na elementy, przyjmując pojemność cieplną elementu skupioną w jego środku i opór cieplny skupiony na odcinkach łączących środki elementów. W rozważanym wypadku przyjęto podział na elementy kwadratowe o boku $x = y = g$ (rys. 2).



Rys. 2. Siatka węzłów obliczeniowych

W celu zwiększenia dokładności elementy przy powierzchni cegły mają wysokość g/2, z elementów zaś leżących na liniach symetrii pozostaje w rozważanym obszarze połowa ich pola powierzchni.

Przewiduje się podział połowy grubości cegły $\delta = s/2$ na 4 części czyli $g = \delta/4$.

Na rysunku 2 zaznaczono węzły reprezentujące skupioną pojemność cieplną elementów. Liczba węzłów w kierunku osi y (liczba wierszy) wynosi stale 5 ($j = 0 \div 4$), w kierunku zaś osi x jest zmienna ($i = 0 \div m$) w zależności od przyjętego stosunku d/s. Stosunek d/s i liczbę węzłów m (liczbę kolumn) wiąże zależność (tablica 1).

$$\frac{d}{s} = \frac{m - 4}{4} \tag{7}$$

Tablica 1

Stosunek d/s w zależności od liczby węzłów m

m	6	7	8	10	12	14	16
d/s	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00

3.2. Wyprowadzenie równań różnicowych

Rozpatrzenie elementów wypełniających rozważany obszar prowadzi do wniosku, że wystąpią cztery rodzaje równań różnicowych:

1: dla węzłów w wierszach $j = 0, 1, 2$ oraz dla węzła $i = j = 3$. Węzły te charakteryzuje jednakowa odległość od węzłów sąsiednich;

2: dla węzłów w wierszu $j = 3$ począwszy od $i = 4$. Odległość od sąsiednich węzłów w kierunku y wynosi bowiem z jednej strony g z drugiej zaś 3/4 g;

3: dla węzła o współrzędnych $i = j = 4$;

4: dla węzłów w elementach brzegowych ($j = 4$) począwszy od $i = 5$.

Najprostszą postać równania różnicowego uzyskuje się dla węzłów równo oddalonych od węzłów sąsiednich.

Sporządza się bilans energetyczny elementu dotyczący odcinka czasu $\Delta\tau$, w którym suma ciepła dopływającego od sąsiednich elementów przyczynia się do powiększenia entalpii rozpatrywanego elementu. Z bilansu wyznacza się temperaturę elementu po upływie czasu $\Delta\tau$. Występujące w równaniu zmienne dogodnie jest ująć w formie zredukowanej

$$\frac{\vartheta - t_0}{t_G - t_0} = \theta \quad \text{(zredukowana temperatura)}, \tag{8}$$

$$\frac{\lambda}{\varrho c}\frac{\Delta\tau}{\delta^2} = \Delta\Gamma \quad \text{(zredukowany krok czasowy)} \tag{9}$$

Wówczas dla węzłów $j = 0, 1, 2$ oraz $i = j, j+1, \ldots, m$ a ponadto dla węzła (3,3) otrzymuje się wzór

$$\theta_{i,j\,\Gamma+\Delta\Gamma} = \theta_{i,j\,\Gamma} + 16\Delta\Gamma(\theta_{i-1,j} + \theta_{i+1,j} + \theta_{i,j-1} + \theta_{i,j+1} - 4\,\theta_{i,j})_{\Gamma} \tag{10}$$

Dla węzłów w wierszu $j = 3$ przy $i = 4,5,\ldots,m$, uzyskuje się równanie

$$\theta_{i,3\,\Gamma+\Delta\Gamma} = \theta_{i,3\Gamma} + 16\Delta\Gamma(\theta_{i-1,3} + \theta_{i+1,3} + \theta_{i,2} + \frac{4}{3}\theta_{i,4} - \frac{13}{3}\theta_{i,3})_{\Gamma} \tag{11}$$

Najbardziej złożoną postać ma równanie dla elementu o współrzędnych (4.4). Do tego elementu dopływa ciepło od gazu oraz od węzłów sąsiednich (4,3 i 5,4).

Po wykorzystaniu bilansu energetycznego i wprowadzeniu dodatkowej zmiennej zredukowanej

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = Bi \quad \text{(zredukowany warunek brzegowy)} \tag{12}$$

otrzymuje się równanie

$$\theta_{4,4\,\Gamma+\Delta\Gamma} = \theta_{4,4\Gamma} + \frac{8}{3}\,16\,\Delta\Gamma\left[\frac{2\,Bi}{16 + Bi}(T - \theta_{4,4}) + \frac{4}{3}\theta_{4,3} + \frac{1}{2}\theta_{5,4} - \frac{11}{6}\theta_{4,4}\right]_{\Gamma} \tag{13}$$

Zredukowana temperatura gazu dla fazy grzania $T = 1$, dla ochładzania $T = 0$.

Podobnie, otrzymuje się równanie dla elementów przy powierzchni cegły czyli dla $j = 4$, $i = 5,6,\ldots,m$

$$\theta_{i,4\Gamma+\Delta\Gamma} = \theta_{i,4\Gamma} + 4 \cdot 16\Delta\Gamma \left[\frac{2\,Bi}{16 + Bi}(T - \theta_{i,4}) + \frac{2}{3}\theta_{i,3} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{4}(\theta_{i-1,4} + \theta_{i+1,4}) - \frac{7}{6}\theta_{i,4}\right]_{\Gamma} \qquad (14)$$

Należy zauważyć, że zarówno w zredukowanym kroku czasowym $\Delta\Gamma$ oraz używanym dalej zredukowanym czasie poszczególnych faz cyklu (liczbie Fo), a ponadto w liczbie Biota występuje rzeczywista grubość δ cegły.

Układ równań (10), (11), (13) i (14) służy do wyznaczenia pola temperatury w przekroju wypełnienia. Do wyliczenia temperatur węzłów leżących na płaszczyznach symetrii, są potrzebne temperatury węzłów znajdujących się poza rozpatrywanym obszarem. Określa się je wykorzystując symetrię i tak: wszystkie węzły wokół węzła (0,0) mają temperatury $\theta_{1,0}$; dla węzłów w wierszu $j = -1$; $\theta_{i,1} = \theta_{i,1}$; węzły (0,1), (1,2), (2,3) i (3,4) mają odpowiednio temperatury węzłów (1,0), (2,1), (3,2) i (4,3); węzły natomiast w kolumnie $m + 1$ mają temperatury węzłów kolumny $m - 1$ czyli $\theta_{m+1,j} = \theta_{m-1,j}$.

3.3. Graniczny krok czasowy

Krok czasowy $\Delta\Gamma$ obiera się dowolnie, byleby jego wartość nie przekroczyła wartości granicznej $\Delta\Gamma_{max}$ [1]. Graniczną wartość $\Delta\Gamma_{max}$ znajduje się z równań różnicowych z warunku, że w równaniu tym dla kroku $\Delta\Gamma_{max}$ znika temperatura rozważanego węzła dotycząca czasu Γ. Wykorzystując podany warunek z równania (10) otrzymuje się

$$\theta_{i,j\Gamma} + 16\,\Delta\Gamma\,(-4\,\theta_{i,j\Gamma}) = 0$$

czyli

$$\Delta\Gamma_{max} = \frac{1}{64} \tag{15}$$

Z równań (11), (13) i (14) wynika

$$\Delta\Gamma_{max} = \frac{1}{64}\,\frac{12}{13} \tag{16}$$

$$\Delta\Gamma_{max} = \frac{1}{64}\,\frac{144 + 9\,Bi}{176 + 23\,Bi} \tag{17}$$

$$\Delta\Gamma_{max} = \frac{1}{64}\,\frac{96 + 6\,Bi}{112 + 19\,Bi} \tag{18}$$

Spośród występujących wartości $\Delta\Gamma_{max}$ należy wybrać najmniejszą. Łatwo zauważyć, że najmniejsze wartości wynikają z wzorów (17) i (18). Dla $Bi \to 0$ mniejsze wartości daje wzór (17) natomiast dla $Bi \to \infty$ - wzór (18). Należy więc określić liczbę Bi_r dla której obydwa wzory dają tę samą wartość $\Delta\Gamma_{max}$, czyli rozwiązać równanie

$$\frac{144 + 9\,Bi_r}{176 + 23\,Bi_r} = \frac{96 + 6\,Bi_r}{112 + 19\,Bi_r}$$

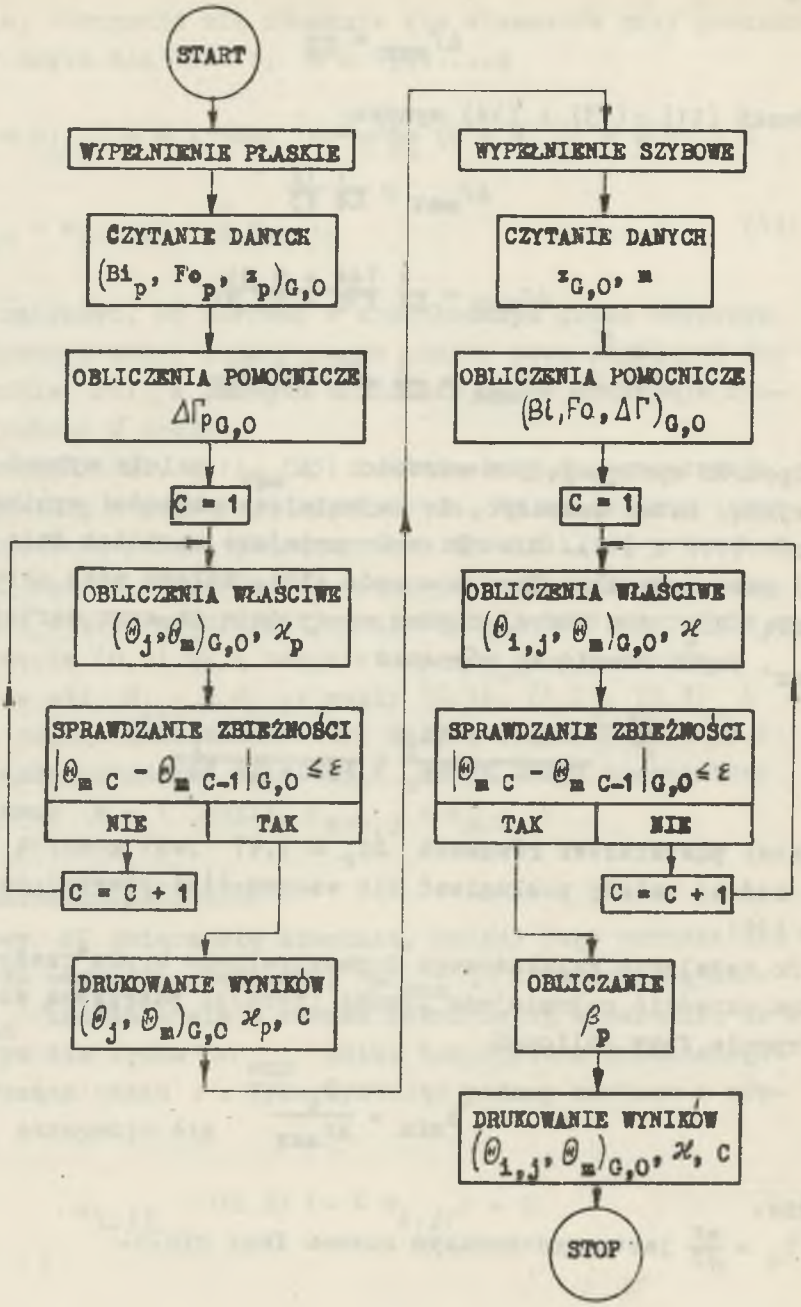
Dodatni pierwiastek równania $Bi_r = 1{,}47$ jest granicą poniżej której należy posługiwać się wzorem (17) powyżej zaś wzorem (18).

Po ustaleniu najdłuższego dopuszczalnego kroku czasowego można określić najmniejszą liczbę iteracji potrzebną do wyczerpania fazy obliczeń

$$z_{min} = \frac{F_o}{\Delta\Gamma_{max}}$$

gdzie:

$F_o = \frac{a\tau}{\delta^2}$ jest zredukowanym czasem fazy cyklu.



Rys. 3. Schemat blokowy toku obliczeń

Wykorzystując wzory (17) i (18) uzyskuje się

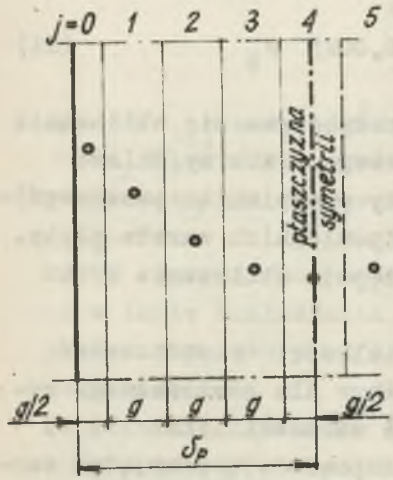
$$z_{min} = 64 \frac{176 + 23\,Bi}{144 + 9\,Bi} Fo \quad \text{przy} \quad Bi < 1{,}47 \tag{19}$$

$$z_{min} = 64 \frac{122 + 19\,Bi}{96 + 6\,Bi} Fo \quad \text{przy} \quad Bi > 1{,}47 \tag{20}$$

Przy rozwiązywaniu układu równań różnicowych dobiera się liczbę iteracji z większą od z_{min}.

4. Przebieg i wyniki obliczeń

Wykonanie obliczeń zaprogramowano dla maszyny cyfrowej ZAM-2. Schemat blokowy toku obliczeń przedstawia rys. 3. Ponieważ przyjęta obecnie liczba podziału połowy grubości cegły na elementy jest mniejsza aniżeli zastosowana w pracy [1] (4 warstwy zamiast 5), nie można przeto wykorzystać rezultatów pracy [1]. W programie przewidziano więc obliczenie najpierw wielkości χ_p dla płyty podzielonej na 4 warstwy (rys. 4). Ma to na celu eliminację wpływu niejednakowego podziału różnicowego przy konfrontacji wyników obliczeń χ i χ_p. Rozkład temperatury w płycie oraz graniczny krok czasowy wyznacza się w oparciu o równania różnicowe [1] uzyskane podobnie jak wzory (10), (11), (13) i (14). Najmniejsza liczba iteracji dla płyty wyraża się wzorem



Rys. 4. Podział płyty na warstwy elementarne

$$z_{p\,min} = \frac{128}{3} \frac{16 + 4\,Bi_p}{16 + Bi_p} Fo_p \tag{21}$$

Jako dane do obliczeń podaje się liczby Bi_p, Fo_p, $z_p > z_{pmin}$ dotyczące fazy grzania G i ochładzania O. Po obliczeniu $\Delta\Gamma_p$ program rozpoczyna obliczanie temperatur θ_j poszczególnych warstw. W pierwszym cyklu (C = 1) wychodzi się z temperatur średnich $\theta_j = 0{,}5$ (j = 0, 1, ..., 4). Po wyczerpaniu z_p iteracji oblicza się średnią temperaturę płyty wzorem

$$\theta_m = \frac{1}{8}(\theta_0 + \theta_4) + \frac{1}{4}(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \tag{22}$$

a następnie zredukowany współczynnik przekazywania ciepła

$$\varkappa_p = \theta_{m\,G} - \theta_{m\,O} \tag{23}$$

Zakończenie obliczeń dla płyty następuje wówczas gdy bezwzględna różnica średnich temperatur dla cyklu C i C-1 jest zarówno dla fazy grzania jak i ochładzania nie większa od $\varepsilon = \varkappa_p/400$, czyli

$$|\theta_{m\,C} - \theta_{m\,C-1}|_{G,O} < 0{,}0025\ \varkappa_p \tag{24}$$

Po wydrukowaniu wyników dla płyty rozpoczyna się obliczanie pola temperatury dla wypełnienia szybowego. Jako wyjściowe przyjmuje się końcowe temperatury płyty przypisując poszczególnym wierszom j cegły, temperatury odpowiednich warstw płyty. Dla przyjętej liczby iteracji z następuje obliczanie kroku czasowego $\Delta\Gamma = Fo/z$.

W celu łatwiejszego porównywania wielkości $\varkappa$ obliczonej dla wypełnienia szybowego z wynikami $\varkappa_p$ dla równoważnego wypełnienia płytowego, dobiera się także wartości liczb Fo i Bi dla wypełnienia szybowego, które odpowiadają przyjętym wartościom liczb Fo_p i Bi_p dla płyty.
W tym celu wykorzystuje się zależności

$$\frac{Fo}{Fo_p} = \left(\frac{\delta_p}{\delta}\right)^2, \quad \frac{Bi}{Bi_p} = \frac{\delta}{\delta_p}$$

Wyrażając stosunek δ_p/δ z wzoru (4) ($\delta = s/2$) oraz podstawiając w nim ułamek s/d według (7) otrzymuje się liczbę

$$Fo = Fo_p \left(\frac{m-2}{m-4}\right)^2 \tag{25}$$

warunkującą krok czasowy oraz liczbę

$$Bi = Bi_p \frac{m-4}{m-2} \tag{26}$$

występującą w równaniach różnicowych dla elementów brzegowych.

Obliczenie pola temperatury w cegle wg wzorów (10), (11), (13) i (14) rozpoczyna się w każdym cyklu od fazy grzania. Po wyczerpaniu liczby iteracji z_G następuje obliczenie średniej temperatury materiału wypełnienia.

$$\theta_m = \frac{\sum_i \sum_j a_{i,j}\,\theta_{i,j}}{\sum_i \sum_j a_{i,j}} \tag{27}$$

gdzie: $a_{i,j} = A_{i,j}/g^2$ jest względnym polem powierzchni elementu (i,j), którego zredukowana temperatura wynosi $\theta_{i,j}$. Sumowanie rozciąga się na wszystkie elementy rozpatrywago obszaru (rys. 2).

Po rewersji rozpoczyna się obliczanie zmian pola temperatury w fazie ochładzania, przy czym wychodzi się z końcowego rozkładu temperatury w fazie grzania. Po zakończeniu fazy ochładzania oblicza się według (27) temperaturę średnią. Stosunek $\varkappa$ oblicza się zgodnie z (23), zakończenie zaś obliczeń danego wariantu zależy od spełnienia warunku (24) dla fazy grzania i ochładzania. Jeżeli liczba cykli osiągnie $C = 4$ następuje wówczas tzw. przeskok w obliczaniu temperatury, mający na celu skrócenie czasu trwania obliczeń na maszynie. Przebieg przeskoku opisano w pracy [1]. Na zakończenie oblicza się błąd względ-

ny zastąpienia wielkości $\varkappa$ dla wypełnienia szybowego wielkością $\varkappa_p$ dla równoważnego wypełnienia płytowego

$$\beta_p = \frac{\varkappa_p}{\varkappa} - 1 \tag{28}$$

Tablica 2

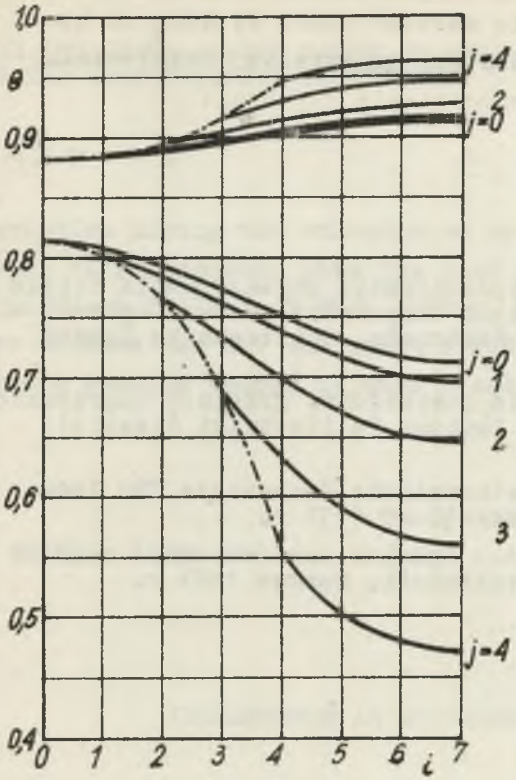
Dane oraz wyniki obliczeń $\varkappa_p$, $\varkappa$ i β_p

Lp.	Fo_p		Bi_p		z_p		$\varkappa_p$	d/s	z		$\varkappa$	β_p %
	G	O	G	O	G	O			G	O		
1								0,75	122	52	0,03197	- 0,62
2	0,5	0,2	04	0,2	26	10	0,03177	1,50	78	34	0,03184	- 0,22
3								2,50	62	28	0,03181	- 0,12
4	2,5	1,0	0,4	0,2	122	46	0,15327	0,75	590	240	0,15617	- 1,86
5	2,5	1,0	1,0	0,4	134	50	0,28364	0,75	600	240	0,29359	- 3,39
6	0,5	0,2	6,0	2,0	43	14	0,21335	0,75	150	56	0,23022	- 7,33

Dane przyjęte do obliczeń oraz rezultaty obliczeń sprawdzających zestawiono w tablicy 2. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowo pole zredukowanej temperatury w cegle w chwili rewersji dla $Fo_{Gp} = 0,5$; $Fo_{Op} = 0,2$; $Bi_{Gp} = 6,0$; $Bi_{Op} = 3,0$. Widać wyraźny odchylający wpływ naroża na przebieg temperatur.

Analiza wyników obliczeń wskazuje, że błąd β_p zastąpienia wypełnienia szybowego przez równoważne wypełnienie płaskie zmniejsza się ze wzrostem stosunku szerokości kanału d do grubości cegły s (obliczenia 1, 2, 3). Jest to zrozumiałe, bowiem ze wzrostem d/s wpływ naroża zmniejsza się. Ze wzrostem liczby Fouriera błąd β_p rośnie (obliczenia 1 i 4) zwiększenie liczby Biota, sprzyjające zwiększeniu nierównomierności pola temperatury, powoduje zwiększanie błędu β_p (obliczenia 4 i 5 oraz 1 i 6). Wpływ liczby Fo na błąd β_p jest mniejszy od wpływu liczby Bi.

Ogólnie można stwierdzić, że błąd β_p jest mały. W najbardziej niekorzystnym wypadku (obliczenie 6 przy małej wartości d/s, małych liczbach Fo dużych zaś liczbach Bi) war-



Rys. 5. Przykładowe pole temperatury w cegle dla $d/s = 0,75$, $Fo_{G\,p} = 0,5$, $Fo_{O\,p} = 0,2$, $Bi_{G\,p} = 6,0$, $Bi_{O\,p} = 2,0$

tość bezwzględna błędu jest mniejsza od 7,5%. W nagrzewnicach dmuchu spotyka się znacznie większe wartości liczb Fouriera mniejsze zaś liczby Biota. W rozpatrywanym w pracy [2] przykładzie, występowały liczby $Fo = 7,4 \div 14,6$, liczby $Bi = 0,30 \div 0,57$ stosunek zaś $d/s = 1,13$. Dla tych wartości należy spodziewać się, że błąd zastąpienia rzeczywistego wypełnienia wypełnieniem płytowym, miałby wartość ułamka procentu. Dla tych wartości nie wykonano szczegółowych obliczeń na maszynie, gdyż ocenia się, że trwałyby one co najmniej 8 godzin czasu maszynowego.

5. Wnioski

Wyniki przeprowadzonych obliczeń wskazują na zadowalającą dokładność zastąpienia wypełnienia szybowego wypełnieniem z równoważnych płyt płaskich. Błąd bowiem obliczenia współczynnika przekazywania ciepła jest na tyle mały, że w tego rodzaju obliczeniach, może być pominięty. Ponadto współczynnik k_p dla równoważnego wypełnienia płytowego jest zawsze mniejszy od wartości k jaką otrzymałoby się dla wypełnienia szybowego. Korzystając więc ze współczynnika k_p przy obliczaniu powierzch-

ni ogrzewalnej, otrzymuje się wartość nieco większą od koniecznej, czyli rezultaty obliczeń są bardziej bezpieczne.

LITERATURA

[1] GUZIK A.: Wyznaczanie współczynnika przekazywania ciepła w regeneratorze dla stałych temperatur gazów w oparciu o metody różnicowe. Praca doktorska. Politechnika Śląska 1966 r.

[2] GUZIK A.: Obliczanie pola powierzchni grzejnej nagrzewnicy wielkopiecowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 26.

[3] HEILIGENSTAEDT W.: Wärmetechnische Rechnungen für Industrieofen, 3 Auflage. Düsseldorf 1951 r.

[4] LEILECH I.M., GORDIN W.A.: Wysokotiempieraturnyj nagriew wozducha w cziernoj mietałłurgii. Moskwa 1963 r.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ НАСАДКИ РЕГЕНЕРАТОРА НА КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Р е з ю м е

Определяется ошибку, совершаемую при расчете коэффициента теплопередачи в регенераторе, заменяя действительную насадку насадкой из эквивалентных плоских плит. Контроль проведен для насадки доменного воздухонагревателя. На основании полученных результатов такую насадку следует считать заменительной.

THE INFLUENCE OF THE SHAPE OF REGENERATOR FILLING ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT

S u m m a r y

Deviation during the calculation of the heat transfer coefficient in regenerator when the real filling is substituted by equivalent filling of flat plates, is examined. Examinations are carried out for the shaft filling of Cowper stove. The obtained results enable to such a substitution.