

Jan SZARGUT  
Joachim KOZIOL  
Jan SKŁADZIEŃ

Instytut Techniki Ciepłej

#### METODA OPTIMALIZACJI REKUPERATORA RADIACYJNO-KONWEKCYJNEGO

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono dwustopniową metodę optymalizacji parametrów konstrukcyjnych rekuperatora radiacyjno-konwekcyjnego typu ITC. W pierwszym etapie poszukiwane są optymalne parametry konstrukcyjne rekuperatora dla zadanej temperatury podgrzania powietrza, przy ograniczeniu wysokości rekuperatora oraz oporów przepływu spalin. Etap drugi polega na optymalizacji temperatury podgrzania.

#### 1. Wstęp

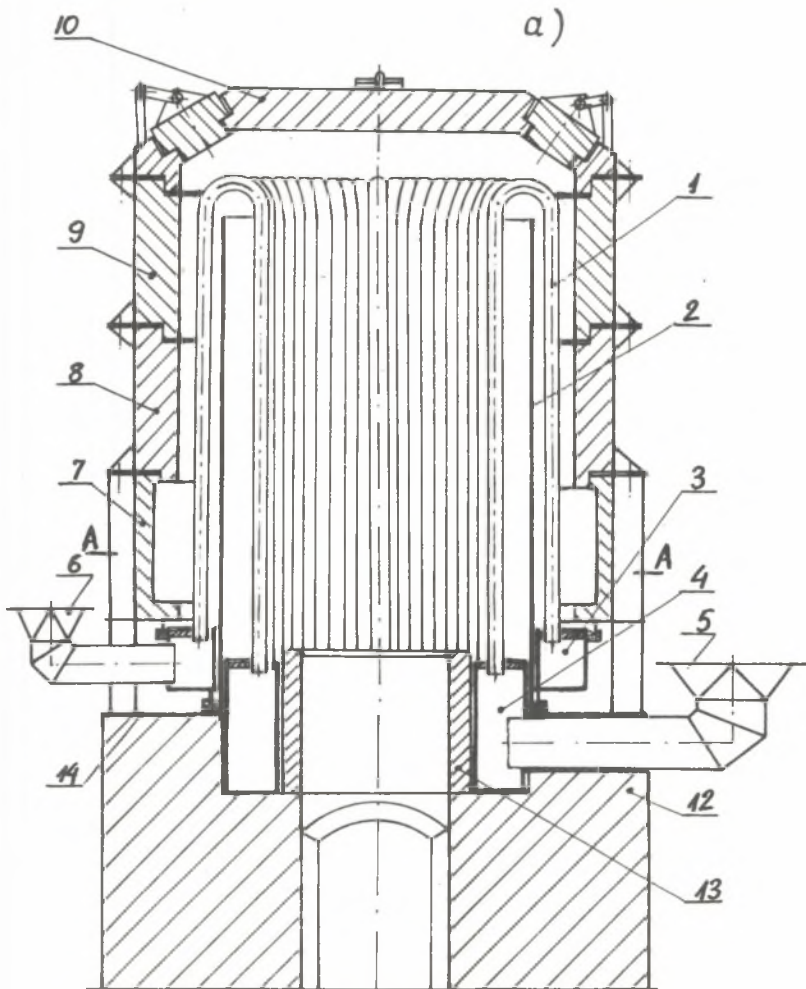
Wysoka efektywność rekuperacji, jako sposobu wykorzystania energii odpadowej, skłania do szukania nowych rozwiązań konstrukcyjnych rekuperatorów. Celem tych poszukiwań jest dobór takich cech konstrukcyjnych urządzenia, które zapewnią jak największe oszczędności kosztów eksploatacyjnych pieca współpracującego z rekuperatorem, przy jak najmniejszym nakładzie inwestycyjnym rekuperatora. Występuje więc zagadnienie optymalizacji cech konstrukcyjnych. Konieczność zapewnienia ciągłej i niezawodnej pracy urządzeń oraz trudności lokalizacyjne występujące w przemyśle wymagają ponadto spełnienia następujących warunków [6]:

- odporność na wysoką temperaturę spalin,
- mała skłonność do zanieczyszczenia pyłem zawartym w spalinach,
- odporność na zmiany temperatury i strumienia spalin,
- małe opory przepływu spalin,
- małe zapotrzebowanie powierzchni,
- możliwie stała wartość współczynnika przenikania ciepła w czasie.

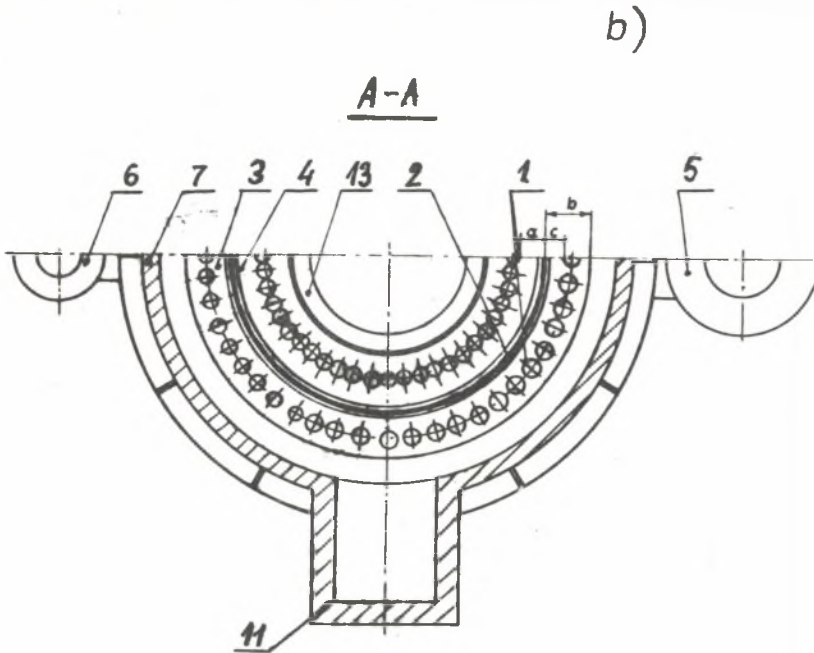
Warunki te w obliczeniach optymalizacyjnych należy traktować jako ograniczenia. Można je stosunkowo łatwo spełnić w przeciwprądowym rekuperatorze radiacyjno-konwekcyjnym ITC [6], zaprojektowanym w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej.

## 2. Konstrukcja rekuperatora

Konstrukcję rekuperatora pokazano na rys. 1. Powietrze przepływa przeciwnie do spalin, w rurach mających kształt wydłużonej litery U (1). W rekuperatorze można wyróżnić dwa ciągi spalin. Ciąg radiacyjny ma kształt walca, którego pobocznice stanowi przegroda cylindryczna (2). W bezpośrednim sąsiedztwie przegrody znajdują się wewnętrzne ramiona rur. Dzięki dużej powierzchni przekroju tego ciągu osiąga się dużą średnią drogę promieni, co przy wysokiej temperaturze spalin umożliwia intensywne ich promieniowanie. Ciąg konwekcyjny spalin jest ograniczony prze-



Rys. 1a



Rys. 1. Rurowy rekuperator przeciwprądowy radiacyjno-konwekcyjny

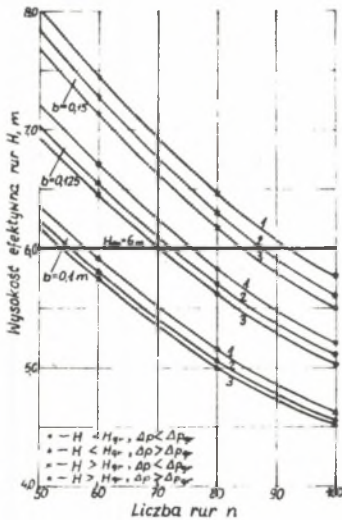
a) przekrój pionowy, b) przekrój poziomy

1 - rury powietrzne, 2 - przegroda cylindryczna, 3 - kolektor powietrza zimnego, 4 - kolektor powietrza gorącego, 5 - króciec wypływowy powietrza, 6 - króciec dopływowy powietrza, 7, 8, 9 - pierścieniowe segmenty obudowy, 10 - kopuła, 11 - króciec wypływowy spalin, 12 - fundament, 13 - izolacyjny pierścień betonowy, 14 - płyta stalowa

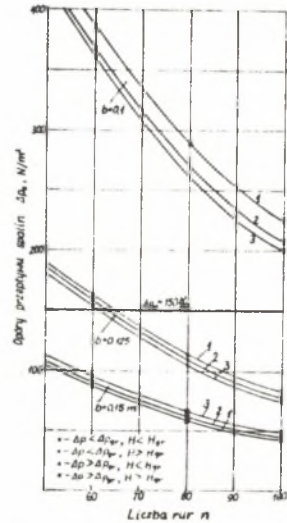
godą cylindryczną i zewnętrzną obudowę rekuperatora złożoną z segmentów półpierścieniowych (7,8,9) oraz z kopuły (10). Odpowiednio dobrane pole przekroju ciągu konwekcyjnego umożliwia uzyskanie dużej prędkości przepływu spalin, co zapewnia duże wartości współczynnika wnikania ciepła od spalin do ścian rur umieszczonych w tym ciągu. Rury połączone są z kolektorem powietrza zimnego (3) i podgrzanego (4). Kolektory powietrza wyposażone są w króciec (5) i (6). Spaliny odprowadzane są z rekuperatora przez kanał spalinowy usytuowany w najniższej warstwie segmentów obudowy (7) oraz przez króciec spalinowy (11). Przegroda cylindryczna oparta jest na płycie stalowej (14) usytuowanej na fundamencie (12). Kolektor powietrza gorącego jest zabezpieczony przed bezpośrednim kontaktem z gorącymi spalinami przez pierścień betonowy (13). Szczelność rekuperatora od strony spalin zapewniają uszczelnienia piaskowe. Swobodną dylatację elementów rekuperatora osiąga się przez zawieszenie kolektora powietrza zimnego na wewnętrznych ramionach rur.

### 3. Obliczenia cieplne rekuperatora

Metoda obliczeń cieplnych rekuperatora radiacyjno-konwekcyjnego ITC została omówiona wraz z podaniem przykładu liczbowego w [3]. Polega ona na wyznaczeniu wysokości rekuperatora dla określonej temperatury podgrzania powietrza, temperatury spalin dopływających do rekuperatora, strumienia powietrza i spalin oraz dla zadanych parametrów konstrukcyjnych, tzn. średnicy rur ( $d_z$ ), odległości wewnętrznych ramion rur od przegrody cylindrycznej ( $a$ ), odległości ramion zewnętrznych rur od przegrody cylindrycznej ( $c$ ), szerokości szczeliny konwekcyjnej ( $b$ ) i liczby rur ( $n$ ), (rys. 1). Rekuperator dzieli się w celach obliczeniowych na strefy stanowiące elementy różnicowe. W obrębie każdej strefy przyjmuje się, że konwekcyjne i radiacyjne współczynniki wnikania ciepła oraz strumienie przekazywanego ciepła są stałe. Po zlinearyzowaniu równań przepływu ciepła między poszczególnymi elementami rekuperatora w obrębie strefy różnicowej wyznacza się temperatury tych elementów. Następnie, określa się strumienie przekazane ciepła, które pozwalają wyznaczyć przyrosty temperatury czynników w danej strefie. Obliczenia przeprowadza się zaczynając od najniższej położonej strefy i kończy się po zrównaniu się temperatur powietrza w obu ramionach rur. Wysokość rekuperatora wynika z sumy wysokości wszystkich stref różnicowych.



Rys. 2. Wysokość  $H$  rur w zależności od ich liczby  $n$ , ich średnicy zewnętrznej  $d_z$  i wewnętrznej  $d_w$  oraz od szerokości szczeliny konwekcyjnej  $b$ : 1 -  $d_z/d_w = 57/49$  mm, 2 -  $d_z/d_w = 63,5/55,5$  mm, 3 -  $d_z/d_w = 70/62$  mm



Rys. 3. Opory przepływu spalin przez rekuperatora  $\Delta p$  w zależności od liczby rur  $n$ , ich średnicy zewnętrznej  $d_z$  i wewnętrznej  $d_w$  oraz od szerokości szczeliny konwekcyjnej  $b$ : 1 -  $d_z/d_w = 70/62$  mm, 2 -  $d_z/d_w = 63,5/55,5$  mm, 3 -  $d_z/d_w = 57/49$  mm

Wykorzystując przedstawioną w zarysie metodę, przeprowadzono wielowariantowe obliczenia rekuperatora radiacyjno-konwekcyjnego ITC. Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rysunkach 2 i 3. Na rysunkach zaznaczono również przyjęte ograniczenia oraz  $H$  i  $\Delta p_g$  odpowiadające wariantom rozpatrywanym w przykładzie obliczeniowym (pkt. 4).

#### 4. Metoda optymalizacji

Funkcję celu w rozważanym zagadnieniu techniczno-ekonomicznej optymalizacji rekuperatora powinien stanowić roczny efekt ekonomiczny [2,4,5]:

$$E = - (r + s) I - \Delta K_g = \max, \quad (1)$$

gdzie:

$I$  - nakład inwestycyjny rekuperatora,

$r, s$  - stopa dyskonta i amortyzacji,

$(-\Delta K_g)$  - oszczędność rocznych kosztów eksploatacji pieca.

Optymalne parametry konstrukcyjne powinny więc wynikać z zależności (1) oraz zapewnić dotrzymanie warunków ograniczających. Zasadniczymi ograniczeniami, które należy uwzględnić, są dopuszczalne, określone przez ciąg kominowy, opory przepływu spalin oraz wynikająca z warunków lokalizacyjnych maksymalna wysokość rekuperatora. Wysokość rekuperatora zależy bezpośrednio od wysokości ramion rur. Dotrzymanie pozostałych ograniczeń, wynikających z konieczności zapewnienia niezawodnej pracy urządzenia, wynika z charakterystycznych cech konstrukcyjnych rekuperatora.

Charakterystykę nakładu inwestycyjnego można opisać zależnością:

$$I = I_0 + \left[ H + R \left( \frac{\pi}{2} - 1 \right) \right] (2n_j r + 6\varphi j_c) + n_j p, \quad (2)$$

gdzie:

$$\varphi = \frac{(nd_z + 2\pi a) H_c}{H + R(0,5\pi - 1)}, \quad (3)$$

oraz:

$H, H_c$  - wysokość ramion rur oraz przegrody cylindrycznej,

$R$  - technologicznie uzasadniony promień gięcia rur,

$j_r, j_c, j_p$  - koszt jednostkowy rury, blachy na przegrodę cylindryczną oraz koszt robocizny przypadający na jedną rurę rekuperatora ( $j_p \approx 560$  zł/rurę [1]).

$d_z$  - średnica zewnętrzna rur,

$n$  - liczba rur,

$I_o$  - stały składnik nakładu inwestycyjnego,

$\epsilon$  - liczba uwzględniająca nakład inwestycyjny na kolektory oraz obudowę ( $\epsilon \approx 1,3$ ).

Oszczędność rocznych kosztów eksploatacji przy stałej wydajności pieca można wyznaczyć z równania:

$$(-\Delta K_e) = (-\Delta K_p) - \Delta K_t, \quad (4)$$

gdzie:

$(-\Delta K_p)$  - roczna oszczędność kosztów paliwa,

$\Delta K_t$  - przyrost rocznych kosztów przetłaczania powietrza.

Metody wyznaczania rocznej oszczędności paliwa zostały obszernie omówione w literaturze [1, 4].

Przyrost rocznych kosztów przetłaczania wynika ze wzoru:

$$\Delta K_t = \dot{V}_d \Delta p \tau_d \frac{e_{e1}}{\eta_w}, \quad (5)$$

gdzie:

$\dot{V}_d$  - znamionowy strumień powietrza podgrzewanego w rekuperatorze,

$\tau_d$  - roczny czas wykorzystania znamionowej wydajności pieca,

$\Delta p$  - opory przepływu powietrza przez rekuperator,

$e_{e1}$  - jednostkowy koszt energii elektrycznej,

$\eta_w$  - sprawność zespołu wentylatorów.

Oszczędność rocznych kosztów paliwa zależy przy określonych warunkach eksploatacji pieca jedynie od temperatury podgrzania powietrza  $t_a$ . Tę samą temperaturę podgrzania można osiągnąć przy różnie dobranych parametrach konstrukcyjnych. Poszczególnym wariantom parametrów odpowiadają jednak w tym wypadku różne nakłady inwestycyjne rekuperatora oraz różne przyrosty kosztów przetłaczania powietrza. Funkcję celu zagadnienia cząstkowego, dotyczącego stałej temperatury powietrza, można przy wykorzystaniu równań (2), (4) i (5) sprowadzić do postaci:

$$E' = (r+s) \left\{ \left[ H + R \left( \frac{1}{2} - 1 \right) \right] (2n j_r + \epsilon \varphi j_c) + n j_p \right\} + \left. \begin{aligned} &+ \dot{V}_d \Delta p \tau_d \frac{e_{e1}}{\eta_w} = \min \\ &t_a = \text{idem.} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Postawione zadanie optymalizacyjne można rozwiązać w dwóch etapach. W pierwszym etapie przeprowadza się optymalizację cząstkową. Polega ona na wyznaczeniu w oparciu o warunek (6) najkorzystniejszych parametrów konstrukcyjnych dla założonej temperatury podgrzania powietrza. Każdorazowo wyznacza się, według zależności (1), roczny efekt ekonomiczny odpowiadający tym parametrom konstrukcyjnym oraz sprawdza się dotrzymanie ograniczeń. Powtarzając obliczenia dla różnych wartości  $t_a$  określa się parametry konstrukcyjne gwarantujące uzyskanie maksymalnej wartości rocznego efektu ekonomicznego. Jest to równoznaczne z rozwiązaniem postawionego problemu.

Przyjęcie takiej metody optymalizacji jest dogodne ze względu na opracowaną metodę obliczeń cieplnych rekuperatora.

Przedstawiony sposób postępowania zawiera elementy programowania dynamicznego a w szczególności wykorzystuje zasadę optymalności Bellmana.

##### 5. Przykład liczbowy optymalizacji cząstkowej

Dla zilustrowania proponowanej metody przedstawiono przykład liczbowy optymalizacji cząstkowej mającej na celu określenie najkorzystniejszych parametrów konstrukcyjnych przy zadanej temperaturze podgrzania powietrza  $t_a = 500^\circ\text{C}$ . W tym przypadku wysokość ramion rur rekuperatora  $H = H(n, d_z, a, b, c)$ . Wielkości  $a, c$  oraz  $d_z$  są wzajemnie związane warunkami technologicznymi, gdyż ich suma  $a + c + d_z \geq R$ . Ze względu na zawartość konstrukcji należy przyjmować możliwie małe wartości  $a + c + d_z$  (w obliczeniach założono, że  $a = 0,25 \text{ m}$  oraz  $c = \frac{b - d_z}{2}$ ). Parametrami, które podlegają wariantowaniu, są więc tylko średnice rur  $d_z$ , ich liczba  $n$  oraz szerokość szczeliny konwekcyjnej  $b$ . Ograniczenie stanowi maksymalna wysokość ramion rur  $H_{gr} = 6 \text{ m}$  oraz dopuszczalny opór przepływu spalin  $\Delta p_{gr} = 150 \text{ N/m}^2$ . W obliczeniach założono ponadto:

- w piecu spalany jest gaz mieszany (wielkopieczowy + koksowniczy) o wartości opałowej  $W_d = 10\,500 \text{ kJ/m}^3_n$ ,
- strumień gazu  $V_g = 4\,100 \text{ m}^3_n/\text{h}$ ,
- stosunek nadmiaru powietrza do spalania  $\lambda = 1,1$ ,
- roczny czas wykorzystania znamionowej wydajności pieca  $\tau_d = 6\,500 \text{ h/rok}$ ,
- okres eksploatacji rekuperatora  $n_a = 3 \text{ lata}$ ,
- sprawność zespołu wentylatorów  $\eta_w = 0,7$ ,
- technologicznie uzasadniony promień gięcia rur  $R = 300 \text{ mm}$ ,
- rury i przegroda cylindryczna są wykonane ze stali H 25 T.

Rozwiązanie problemu można uzyskać w wyniku wielowariantowych obliczeń (metoda siatki przestrzennej). Przykładowo rozpatrzono 27 wariantów, przyjmując trzy rodzaje rur 57/49, 63,5/55,5 i 70/62 mm, liczbę rur 60, 80 i 100 oraz szerokość szczeliny konwekcyjnej 100, 125 i 150 mm. Wartości H

i  $\Delta p_s$  odpowiadające rozpatrywanym wariantom konstrukcyjnym oraz kontrolę spełnienia ograniczeń pokazano na rysunkach 2 i 3. Dla wariantów spełniających ograniczenia wyznaczono w oparciu o równanie (6) wartości  $E'$ . Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelicy 1, z której wynika, że optymalny w danych warunkach jest wariant 3 ( $n = 80$ ,  $d_z/d_w = 70/62$ ,  $b = 0,125$ ).

Tabelica 1

Wyniki obliczeń przykładowej optymalizacji cząstkowej  
dla  $t_a = 500^\circ\text{C}$

-p-	Dane wyjściowe			Wyniki obliczeń		
	liczba rur $n$	szerokość szczeliny b $m$	średnice rur $d_z/d_w$ , mm	wysokość ramion rur $H, m$	opór przepływu spalin $\Delta p_s, \text{N/m}^2$	wartość funkcji celu $E'$ tys. zł/rok
1	80	0,125	57/49	5,84	108,3	307,2
2			63,5/55,5	5,72	111,5	215,7
3			70/62	5,62	117,3	200,9
4	100	0,125	57/49	5,20	71,5	266,7
5			63,5/55,5	5,10	77,2	210,1
6			70/62	5,04	82,1	207,5
7		0,150	57/49	5,77	50,0	286,6
8			63,5/55,5	5,60	44,7	226,3
9			70/62	5,50	42,8	223,0

## LITERATURA

- [1] Kozioł J.: Optymalizacja rekuperatorów konwekcyjnych. Praca doktorska, Instytut Techniki Ciepłej w Gliwicach 1974.
- [2] Ocena ekonomicznej efektywności inwestycji i innych zamierzeń rozwojowych, Zbiór przepisów, PWE, Warszawa 1974.
- [3] Składzień J., Kozioł J.: Wyznaczanie powierzchni ogrzewalnej rurowego, przeciwprądowego rekuperatora radiacyjno-konwekcyjnego. ZN Pol. Śl. Energetyka (w druku).
- [4] Szargut J.: Energetyka ciepła w hutnictwie. Śląsk. Katowice 1971.
- [5] Szargut J.: Optymalizacja stopnia doskonałości procesu w świetle obowiązujących zasad oceny efektywności ekonomicznej. Gosp. Paliwami i Energią, 1976 nr 11.
- [6] Szargut J., Kozioł J., Składzień J., Michna J., Knapik Z.: Rurowy, przeciwprądowy rekuperator radiacyjno-konwekcyjny. Hutnik nr 7-8, 1977.



## МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНОГО РЕКУПЕРАТОРА

## Р е з ю м е

В статье представляется двухступенчатый метод оптимизации конструкционных параметров радиационно-конвективного рекуператора типа ИТС. В первой ступени определяются оптимальные конструкционные параметры для заданной температуры подогрева воздуха при наличии ограничений высоты рекуператора и потери давления отходящих газов. Вторая ступень содержит оптимизацию температуры подогрева.

## AN OPTIMIZATION METHOD FOR A RADIATIVE-CONVECTIVE RECUPERATOR

## S u m m a r y

The paper presents a two-step optimization method of the ITC radiative-convective recuperator parameters.

In the first step optimum parameters are searched for a given temperature of preheated air and a limited recuperator height and also a combustion products flow pressure drop. The second step comprises the preheating temperature optimization.