ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1975

Seria: Energetyka z. 54 Nr kol. 462

Joachim KOZIOŁ
Instytut Techniki Cieplnej

CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA DWUSTREFOWEGO HUTNICZEGO PIECA PRZECIWPRĄDOWEGO[x)]

Streszczenie. W artykule omówiono teoretyczno-statystyczną metodę wyznaczenia charakterystyki energetycznej dwustrefowego przepychowego pieca hutniczego. Metodę zilustrowano przykładem liczbowym.

1. Wstęp

Charakterystyka energetyczna pieca grzejnego ujmuje zależność strumienia spalanego paliwa od wydajności pieca oraz od parametrów eksploatacyjnych takich jak temperatura podgrzania powietrza i paliwa gazowego, wartość opałowa i rodzaj paliwa, stosunek nadmiaru powietrza, rodzaj wsadu, temperatura początkowa i końcowa wsadu itp. Charakterystyka znajduje zastosowanie przy planowaniu i kontroli zużycia energii, przy ocenie stanu technicznego pieca i poziomu obsługi. Znajomość charakterystyki jest konieczna przy optymalizacji konstrukcji i eksploatacji pieca oraz urządzeń z nim współpracujących.

Charakterystyki energetyczne urządzeń są powszechnie stosowane w gospodarce energetycznej elektrowni i elektrociepłowni. Niniejsze opracowanie stanowi próbę adaptacji metod stosowanych w tych gałęziach do potrzeb hutniczej gospodarki cieplnej.

2. Metoda wyznaczenia charakterystyki i przyjęte założenia

Charakterystykę wyznaczono metodą teoretyczno-statystyczną [3]. Według reguł tej metody, po przeprowadzeniu teoretycznej analizy problemu dochodzi się do ogólnej postaci równania, ujmującego poszukiwaną zależność. W równaniu tym obok wielkości przyjętych jako zmienne niezależne występują współczynniki nie dające się określić teoretycznie. Wyznacza się je metodami statystycznymi w oparciu o wyniki przeprowadzonych w tym celu pomiarów. Statystyczna metoda wyznaczenia współczynników charakterystyki ko-

x) Artykuł stanowi fragment pracy doktorskiej autora, której promotorem był prof. dr inż. Jan Szargut.

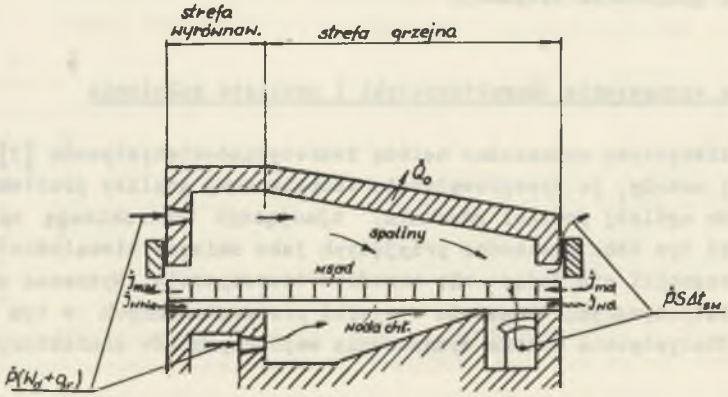
ryguje zarazem niedokładność założeń przyjętych przy analizie teoretycznej. Dzięki zaś przeprowadzeniu wstępnej analizy teoretycznej uzyskuje się zmniejszoną liczbę współczynników wyznaczonych metodą statystyczną.

Przy wstępnej analizie teoretycznej przyjęto następujące założenia:

a) przedmiotem analizy jest dwustrefowy piec przepychowy, traktowany jak czteroczynnikowy wymiennik ciepła (spaliny, wsad, woda chłodząca rury ślizgowe, otoczenie),
b) wymiana ciepła zachodzi wyłącznie w przekrojach poprzecznych pieca,
c) współczynniki przenikania ciepła w piecu są stałe,
d) w przekrojach poprzecznych poszczególne czynniki mają wyrównaną temperaturę,
e) temperatura spalin na początku strefy grzania jest równa temperaturze spalania, zaś temperatura wsadu jest stała w strefie wyrównawczej,
f) temperatura spalin wybijających z pieca jest równa temperaturze spalin odpływających do kanału spalinowego,
g) pojemności cieplne gazów odniesione do jednostki paliwa zależą tylko od jakości paliwa i stosunku nadmiaru powietrza do spalania i wynikają z wartości średnich w maksymalnym zakresie zmienności temperatur,
h) pomija się efekt energetyczny tworzenia zgorzeliny,
i) natężenie przepływu i temperatura wody chłodzącej rury ślizgowe są stałe,
j) stosunek strumieni paliwa spalanych w obu strefach pieca jest wartością stałą.

Punktem wyjścia analizy teoretycznej jest bilans energii (rys. 1)

$$\dot{P}(W_d + q_r) = \dot{Q}_{uż} + \dot{Q}_{st} + \dot{P}S\ \Delta t_{sw} \tag{1}$$



Rys. 1. Schemat pieca

przy czym

$$\dot{Q}_{uż} = \dot{I}_{mw} - \dot{I}_{md}$$

$$\dot{Q}_{st} = \dot{Q}_o + \dot{I}_{ww} - \dot{I}_{wd} \qquad (2)$$

$$q_r = A\ \Delta t_a + G\ \Delta t_g$$

gdzie:

$\dot{P}$ - strumień paliwa spalanego w piecu, m_n^3/s,

q_r - ciepło rekuperacji, kJ/m_n^3,

I_{md}, I_{mw} - strumień entalpii fizycznej wsadu doprowadzonego i wyjmowanego z pieca, kW,

I_{wd}, I_{ww} - strumień entalpii wody chłodzącej rury ślizgowe doprowadzonej i opuszczającej piec, kW,

$\dot{Q}_o$ - strumień ciepła traconego do otoczenia, kW,

$\dot{Q}_{uż}$, $\dot{Q}_{st}$ - wydajność pieca oraz strumień ciepła tracony do otoczenia i wody chłodzącej, kW,

A, G, S - pojemność cieplna powietrza, paliwa gazowego i spalin odniesiona do jednostki paliwa, $kJ/(m_n^3\ K)$,

Δt_a, Δt_g, Δt_{sw} - nadwyżka temperatury powietrza, gazu i spalin odpływających z pieca (ponad temperaturę otoczenia), K

W_d - wartość opałowa, kJ/m_n^3.

Temperaturę spalin odpływających z pieca oraz strumień ciepła tracony do otoczenia i wody chłodzącej można wyrazić następującymi zależnościami

$$t_{sw} = t_{sw}(\dot{P}, \dot{Q}_{uż}, q_r, \lambda, t_{mw}, t_{md}) \qquad (3)$$

$$\dot{Q}_{st} = \dot{Q}_{st}(\dot{Q}_{uż}) \qquad (4)$$

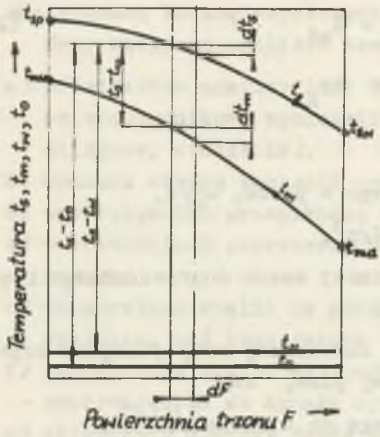
gdzie:

λ - stosunek nadmiaru powietrza do spalania,

t_{md}, t_{mw} - temperatura wsadu doprowadzanego i wyjmowanego z pieca, ^oC.

Po wyznaczeniu zależności (3) i (4) (patrz punkt 3 i 4) i wstawieniu ich do wzoru (1) otrzymuje się ogólną postać równania charakterystyki. W równaniu tym występują współczynniki empiryczne, które dla konkretnego pieca można wyznaczyć metodą najmniejszych kwadratów na podstawie wyników pomiarów (punkt 5).

3. Zależność temperatury spalin odpływających z pieca od parametrów eksploatacyjnych



Rys. 2. Rozkład temperatur wzdłuż strefy grzejnej pieca

Z pierwszej zasady termodynamiki i prawa Pecleta dla strefy grzejnej wynikają następujące zależności (rys. 2)

$$- W_s\, dt_s = k_{s-m}(t_s - t_m)\, dF_{s-m} + k_{s-w}(t_s - t_w)\, dF_{s-w} + k_{s-o}(t_s - t_o)\, dF_{s-o} \tag{5}$$

$$- W_m\, dt_m = k_{s-m}(t_s - t_m)\, dF_{s-m} - k_{m-w}(t_m - t_w)\, dF_{m-w} - k_{w-o}(t_m - t_o)\, dF_{m-o} \tag{6}$$

$$\left.\begin{aligned} W_s &= \dot{P}S \\ W_m &= \frac{\dot{Q}_{uż}}{t_{mw} - t_{md}} \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

gdzie:

F_{i-j} - pole powierzchni wzajemnego kontaktu w strefie grzejnej między i-tym oraz j-tym czynnikiem, m^2,

k_{i-j} - współczynnik przenikania ciepła między i-tym a j-tym czynnikiem, $kW/(m^2\ K)$,

W_s, W_m - strumień pojemności cieplnej wsadu i spalin, kW/K,

indeksy: o - otoczenie, w - woda chłodząca rury ślizgowe, m - wsad, s - spaliny.

Po przeprowadzeniu modyfikacji współczynników przenikania ciepła [1]

$$\bar{k}_{i-j} = \frac{F_{i-j}}{F_c} k_{i-j} \tag{8}$$

F_c - pole powierzchni trzonu pieca w strefie grzejnej, otrzymuje się równanie różniczkowe

$$\frac{dt_s}{dt_m} = \frac{\alpha_1 t_s + \beta_1 t_m + \gamma_1}{\alpha_2 t_s + \beta_2 t_m + \gamma_2} \frac{W_m}{W_s} \tag{9}$$

gdzie:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_1 &= \bar{k}_{s-m} + \bar{k}_{s-w} + \bar{k}_{s-o} \\ \beta_1 &= -\bar{k}_{s-m} \\ \gamma_1 &= -(\bar{k}_{s-w} t_w + \bar{k}_{s-o} t_o) \\ \alpha_2 &= \bar{k}_{s-m} \\ \beta_2 &= -(\bar{k}_{s-m} + \bar{k}_{m-w} + \bar{k}_{m-o}) \\ \gamma_2 &= \bar{k}_{m-w} t_w + \bar{k}_{m-o} t_o \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Ponieważ wartości $\bar{k}_{i-j}$ nie są znane, wyrażenia α_i, β_i, γ_i (i=1,2) należy traktować jako współczynniki empiryczne. Wartości tych współczynników można wyznaczyć metodami statystycznymi w oparciu o wyniki pomiarów.

Postać całki ogolnej równania różniczkowego (9) jest zależnością funkcyjną typu [5]

$$t_s = f(t_s, t_w, W_s, W_m) \tag{11}$$

Wykorzystanie tej zależności w równaniu (1) znacznie skomplikowałoby korzystanie z równań charakterystyki. Ponadto wyznaczenie wartości współczynników empirycznych występujących w równaniu (11) wymagałoby zastosowania mało dokładnych metod numerycznych. Dlatego przyjęto dodatkowe zało-

żenia, że temperaturę spalin odpływających z pieca można wyznaczyć z następującego równania korelacyjnego o postaci zbliżonej do wzoru Hudlera

$$\theta_k = \theta_p \exp\left[-\left(a_1 + a_2 \frac{W_w}{W_s} + a_3 \frac{1}{W_s} + a_4 \frac{1}{W_w} + a_5 \frac{W_s}{W_w}\right)\right] \tag{12}$$

gdzie: a_i - współczynniki empiryczne $(i = 1,\ldots,5)$

$$\left.\begin{aligned} \theta_k &= t_{sw} - t_{md} \\ \theta_p &= t_{sp} - t_{mw} \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

przy czym:

t_{sp}, t_{sw} - temperatura spalania paliwa oraz spalin opuszczających piec, ^oC.

Dopuszczalność tego założenia wynika z opracowania statystycznego danych pomiarów.

W wyniku przeprowadzonych orientacyjnych obliczeń stwierdzono [5], że w zakresie analizowanych wartości W_s i W_m wpływ ostatnich dwóch składników argumentu funkcji wykładniczej (12) na jego wartość jest znikomy. Zgodnie więc z zasadami stosowanymi w rachunku statystycznym człony związane z a_4 i a_5 w równaniu (12) pominięto. Według [3] wykorzystuje się zależność

$$\Delta t_{sp} = \frac{W_d + q_r}{S} \eta \tag{14}$$

gdzie:

η - sprawność pirometryczna traktowana jako współczynnik empiryczny.

Na podstawie wzorów (12), (13) i (14) można przedstawić zależność między temperaturą spalin odpływających z pieca a parametrami jego pracy za pomocą równania

$$t_{sw} = t_{md} + \left(\frac{W_d + q_r}{S}\eta - \Delta t_{mw}\right) \exp\left[-\left(a_1 + a_2 \frac{\dot{Q}_{uz}}{PS(t_{mw} - t_{md})} + a_3 \frac{1}{PS}\right)\right] \tag{15}$$

Funkcję

$$\mathcal{X} = \exp\left[-\left(a_1 + a_2 \frac{\dot{Q}_{uż}}{\dot{P}S(t_{mw} - t_{md})} + a_3 \frac{1}{\dot{P}S}\right)\right] \tag{16}$$

można w przedziale przewidzianej zmienności jej argumentu aproksymować za pomocą funkcji liniowej

$$\mathcal{X}' = b_1 - b_2 \frac{\dot{Q}_{uż}}{\dot{P}S(t_{mw} - t_{md})} - b_3 \frac{1}{\dot{P}S} \tag{17}$$

Po zastąpieniu w równaniu (15) wyrażenia (16) przez zależność (17) otrzymujemy następującą uproszczoną zależność temperatury spalin od parametrów eksploatacyjnych pieca

$$t_{sw} = t_{md} + \left(\frac{W_d + q_r}{S}\eta' - \Delta t_{mw}\right)\left(b_1 + \right.$$

$$\left. - b_2 \frac{\dot{Q}_{uż}}{\dot{P}S(t_{mw} - t_{md})} - b_3 \frac{1}{\dot{P}S}\right) \tag{18}$$

gdzie:

η', b_1 - współczynniki empiryczne $(i = 1,2,3)$.

Równania (15) i (18) zachowują słuszność dla stałego typu wsadu, stałego rodzaju paliwa, po wyznaczeniu zaś współczynników empirycznych obowiązują dla konkretnego pieca.

4. Ocena strumienia ciepła traconego do otoczenia i wody chłodzącej

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów stwierdzono, że zależność strumienia ciepła traconego do otoczenia i wody chłodzącej od wydajności pieca [4] można opisać wzorem

$$\dot{Q}_{st} = m + (n - 1)\dot{Q}_{uż} \tag{19}$$

gdzie:

m, n - współczynnik empiryczny.

5. Postać ogólna równania charakterystyki

Wstawiając do równania (1) zależności (15) i (19) otrzymano następującą postać ogólnego równania charakterystyki

$$\dot{P} = \frac{m + n\,\dot{Q}_{uż}}{M} \tag{20}$$

gdzie:

$$M = W_d + q_r - S\,\Delta t_{md} - \left[(W_d + q_r)\eta - S\,\Delta t_{mw}\right] \exp\left[-\left(a_1 + a_2 \frac{\dot{Q}_{uż}}{\dot{P}S(t_{mw} - t_{md})} + a_3 \frac{1}{\dot{P}S}\right)\right]$$

Zależność ta jest równaniem przestępnym ze względu na strumień paliwa $\dot{P}$. Bardziej dogodną chociaż przybliżoną wersję równania charakterystyki otrzymuje się przez podstawienie w równaniu (1) t_{sw} wyznaczone z zależności (18). Ogólne równanie charakterystyki przyjmuje wtedy postać

$$\dot{P} = \frac{m' + n'\,\dot{Q}_{uż} - \left(b_2 \frac{\dot{Q}_{uż}}{t_{mw} - t_{md}} + b_3\right)\left(\frac{W_d + q_r}{S}\eta' - \Delta t_{mw}\right)}{W_d + q_r - S\,\Delta t_{md} - b_1\left[(W_d + q_r)\eta' - S\,\Delta t_{mw}\right]} \tag{21}$$

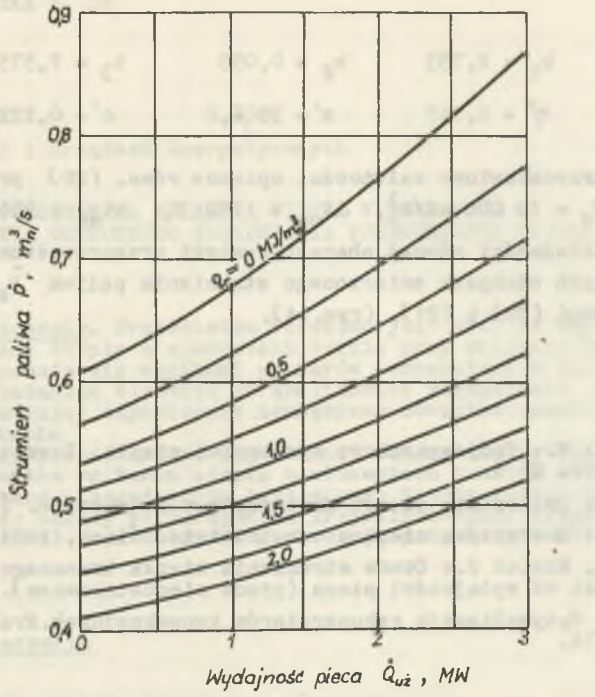
Współczynniki m, n, m', n' wyznacza się metodą najmniejszych kwadratów w oparciu o wyniki pomiarów.

6. Przykład

Wykorzystując przedstawioną metodę wyznaczono charakterystykę energetyczną pieca przepychowego pracującego na jednej z hut [5]. W tym celu przeprowadzono 40 serii pomiarów parametrów działania pieca. Na jedną serię składały się równocześnie przeprowadzone pomiary strumienia paliwa i powietrza, temperatury odpływających spalin oraz podgrzanego gazu i powietrza, liczby kęsisk przebywających w piecu w okresie pomiarowym, masy kęsisk, temperatury wsadu doprowadzonego i wyjmowanego z pieca oraz wartości opałowej gazu. W wyniku obliczeń otrzymano następujące wartości współczynników empirycznych:

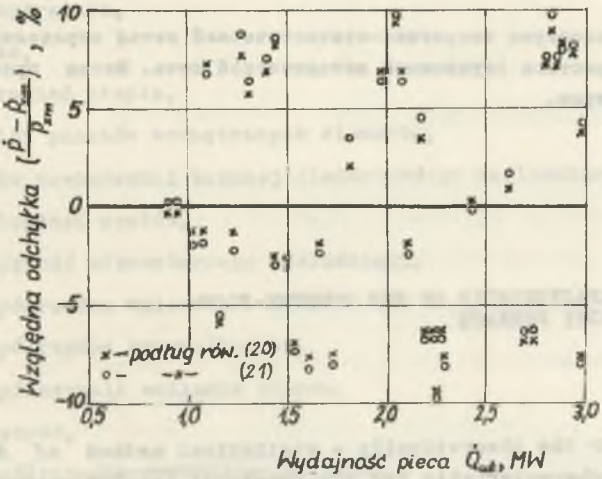
$a_1 = -3{,}766$ $\quad a_2 = 0{,}122$ $\quad a_3 = 16{,}771$

$\eta = 0{,}749$ $\quad m = 2859{,}0$ $\quad n = 0{,}230$



Rys. 3. Charakterystyka energetyczna badanego pieca przeciwprądowego dla W_d = 10 MJ/m_n^3

Δt_{md} = 950 K, Δt_{mw} = 1 100 K, λ = 1,1



Rys. 4. Względne odchyłki zmierzonego strumienia paliwa od wyliczonego według równań charakterystyki

oraz

$$b_1 = 2{,}733 \qquad b_2 = 0{,}059 \qquad b_3 = 7{,}575$$

$$\eta' = 0{,}747 \qquad m' = 2866{,}0 \qquad n' = 0{,}222$$

Na rys. 3 przedstawiono zależności opisane równ. (20) przy ustalonych wartościach $W_d = 10\ 000\ kJ/m_n^3$, $\Delta t_{mw} = 1150$ K, $\Delta t_{md} = 950$ K, $\lambda = 1{,}1$.

Kontrolę dokładności równań charakterystyki przeprowadzono przez obliczenie względnych odchyłek zmierzonego strumienia paliwa $\dot{P}_{zm}$ od wyliczonego podług rówań (20) i (21), (rys. 4).

LITERATURA

[1] Około-Kułak W.: Trójczynnikowe wymienniki ciepła. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Mechanika Nr 1.

[2] Senkara T.: Obliczenia pieców grzewczych w hutnictwie. Śląsk, 1971.

[3] Szargut J.: Energetyka cieplna w hutnictwie. Śląsk, 1971.

[4] Szargut J., Kozioł J.: Ocena strumienia ciepła traconego do otoczenia w zależności od wydajności pieca (praca niepublikowana).

[5] Kozioł J.: Optymalizacja rekuperatorów konwekcyjnych. Praca doktorska, Gliwice 1974.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВУХЗОННОЙ МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ

Р е з ю м е

В статье рассмотрен теоретико-статистический метод определения энергетической характеристики двухзонной методической печи. Метод проиллюстрирован численным примером.

THE ENERGY CHARACTERISTIC OF THE COUNTER-FLOW TWO-ZONAL FOUNDRY FURNACE

S u m m a r y

In the paper the theoretically - statistical method of determination of the energy characteristic for the two-zonal foundry pusber furnace has been given. At the end the numerical example was given to illustrate the metod.