

Marek PRONOBIS, Wojciech ZYGMANSKI
Zakład Kotłów i Wytwornic Pary

OPTIMALIZACJA PRĘDKOŚCI PRZEPIŁYWU SPALIN W KOTŁOWYCH KONWEKCYJNYCH WYMIENNIKACH CIEPŁA

Streszczenie. W artykule podano metodykę obliczania optymalnej prędkości przepływu spalin przez pęczek konwekcyjny kotła, tzn. prędkości, przy której koszt całkowity przekazania ciepła od spalin do czynnika ogrzewanego osiąga wartość minimalną. Określono wpływ podziałek rur na wartość prędkości optymalnej i kosztów minimalnych. Przedstawiono udoskonalony sposób obliczania erozji popiołowej.

1. Wstęp

Przekazywanie ciepła od spalin do czynnika ogrzewanego (wody lub pary) poprzez ogrzewalne powierzchnie konwekcyjne kotła wiąże się z koniecznością zabudowy pęczka rur o odpowiednio dużej powierzchni ogrzewalnej (a także izolacji i konstrukcji nośnej) oraz koniecznością przetłaczania przez niego spalin, a więc zainstalowaniem wentylatora i zużywaniem przez niego energii elektrycznej. Koszt wszystkich tych elementów zależy głównie od prędkości przepływu spalin przez pęczek. Wraz bowiem ze wzrostem tej prędkości rośnie współczynnik wnikania ciepła od spalin do ścianki rury, co powoduje zmniejszenie powierzchni ogrzewalnej; rosną jednak jednocześnie opory przepływu spalin i konieczna nadwyżka grubości rur uwzględniająca erozję popiołową. Z tych dwóch przeciwstawnych tendencji wynika fakt istnienia prędkości optymalnej, tzn. prędkości, przy której koszty całkowite przekazania ciepła osiągają wartość minimalną.

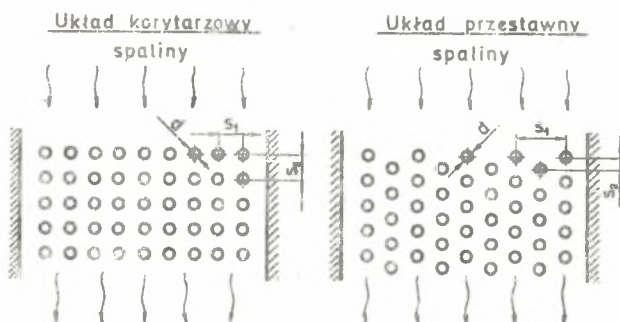
Z procesem wymiany ciepła wiąże się także konieczność zapewnienia właściwego przepływu czynnika ogrzewanego. Problem określenia najkorzystniejszej prędkości czynnika ogrzewanego powinien być wynikiem osobnej optymalizacji realizowanej za pomocą doboru ilości włączonych równolegle rurek oraz ich średnicy.

Problem optymalizacji prędkości przepływu spalin był rozważany w literaturze radzieckiej i pracach polskich autorów [1]. Wydaje się jednak, że brak jest dotychczas opracowania, które w sposób skondensowany i dokładny podawałoby metodykę obliczeń przydatną do bezpośrednich zastosowań inżynierskich.

Obliczenia wymiany ciepła i oporów przepływu wykonano wg [2] i [3] stosując pewne zmiany formalne w zapisie wzorów i zakładając znaczną ilość rzędów rurek ($z_2 \geq 5$).

2. Wyjściowa postać funkcji kosztów

Brama jest pod uwagę powierzchnia ogrzewalna w postaci pęczka rur ciśnieniowych omywanych poprzecznie spalinami (rys. 1) mająca przejmować w warunkach znamionowych określony strumień ciepła " \dot{Q} [W]", przy znanych parametrach spalin i czynnika ogrzewanego. Powierzchnia ta ma stanowić część kotła, dla którego określone zostały warunki pracy.



Rys. 1. Geometria pęczka rur

d - średnica zewnętrzna rur; s_1, s_2 - podziałka poprzeczna i podłużna rur;
 $S_1 = s_1/d, S_2 = s_2/d$ - względna podziałka poprzeczna i podłużna rur

Roczny koszt całkowity " K " związany z przekazaniem energii cieplnej " Q " jest sumą całkowitego kosztu rocznego " K_H " związanego z zabudową powierzchni ogrzewalnej " H [m^2]" oraz kosztu " K_N " związanego z zainstalowaniem wentylatora oraz ze zużyciem do przetłaczania spalin w warunkach znamionowych mocy " N [W]":

$$K = K_H + K_N = H \cdot k_H + N \cdot k_N \quad (1)$$

gdzie:

k_H [zł/rok m^2], k_N [zł/rok W] - roczne koszty związane z jednostką powierzchni ogrzewalnej i jednostką mocy.

3. Wyznaczenie wielkości powierzchni ogrzewalnej jako funkcji prędkości spalin

Wielkość powierzchni ogrzewalnej wyraża się wzorem:

$$H = \dot{Q} / (k \cdot \Delta t) \quad (2)$$

gdzie:

k [W/m^2K] - współczynnik przenikania ciepła;
 Δt [K] - średnia różnica temperatur.

Współczynnik przenikania ciepła określa zależność:

$$k = \Psi / \left[1 / (\alpha_k + \alpha_{pr}) + 1 / \alpha_2 \right] \quad (3)$$

lub

$$k = 1 / \left[1 / (\alpha_k + \alpha_{pr}) + 1 / \alpha_2 + \varepsilon \right] \quad (4)$$

gdzie:

$\alpha_k, \alpha_{pr} [W/m^2K]$ - współczynnik wnikania ciepła od spalin do rurki na drodze konwekcji i promieniowania;

$\alpha_2 [W/m^2K]$ - współczynnik wnikania ciepła od rurki do ożymnika ogrzewanego;

Ψ - współczynnik efektywności powierzchni uwzględniający jej zanieczyszczenie;

$\varepsilon [m^2K/W]$ - współczynnik zanieczyszczenia.

Dla powierzchni konwekcyjnych najważniejszą rolę przy wymianie ciepła odgrywa α_k i dlatego przyjęto zależność:

$$k = \varphi_k \cdot \alpha_k \quad (5)$$

gdzie, jeżeli korzystamy ze wzoru (3):

$$\varphi_k = \Psi / \left[1 / (1 + \alpha_{pr}/\alpha_k) + \alpha_k/\alpha_2 \right] \quad (6)$$

lub, jeżeli korzystamy ze wzoru (4):

$$\varphi_k = 1 / \left[1 / (1 + \alpha_{pr}/\alpha_k) + \alpha_k/\alpha_2 + \varepsilon \cdot \alpha_k \right] \quad (7)$$

Przyjmując, że dla wnikania ciepła od spalin do rurki na drodze konwekcji obowiązuje zależność: $Nu = A \cdot Re^a \cdot Pr^{0,33}$, można napisać:

$$\alpha_k = \varphi_{\alpha k} \cdot A \cdot w^a \quad (8)$$

gdzie:

$$\varphi_{\alpha k} = (\lambda/d) \cdot (d/\nu)^a \cdot Pr^{0,33} \quad (9)$$

gdzie:

Nu, Re, Pr - liczby Nusselta, Reynoldsa i Prandtla;

$\lambda [W/m K], \nu [m^2/s]$ - współczynnik przewodzenia ciepła i kinematyczny współczynnik lepkości dla spalin;

$w [m/s]$ - średnia prędkość spalin odniesiona do wolnego przekroju między rurkami;

a - wykładnik potęgi w liczbie Reynoldsa zależny od układu rurek;

A - współczynnik zależny od układu rurek i ich podziałek względnych.

Wartości A i a (lub wzory do ich obliczania) podano na rys. 2. Wstawiając (5) i (8) do (2), otrzymujemy:

$$H = (\dot{Q} / \Delta t) / (\varphi_k \cdot \varphi_{ak} \cdot A \cdot w^a) \quad (10)$$



Rys. 2. Wartości współczynników przy obliczaniu wnikania ciepła na drodze konwekcji

Uwaga: Strzałki wskazują do jakiego obszaru obliczeniowego należą linie graniczne

4. Wyznaczenie mocy potrzebnej do przetłaczania spalin przez pęczek jako funkcji prędkości spalin

Moc $N[W]$ konieczną do przetłoczenia spalin przez pęczek przy obciążeniu znamionowym można obliczyć ze wzoru:

$$N = \Delta p \cdot \dot{V}_w / \eta_w = \Delta p \cdot \dot{V} \cdot (T_w / T) / \eta_w \quad (11)$$

gdzie:

- Δp [Pa] - spadek ciśnienia spalin na drodze przepływu przez pęczek;
- \dot{V}_w, \dot{V} [m^3/s] - strumień objętości spalin odpowiednio dla temperatury panującej w wentylatorze " T_w [K]" i średniej w obrębie pęczka " T [K]";
- η_w - sprawność wentylatora.

Przy założeniu znacznej ilości rzędów " z_2 " można zarówno dla układu korytarzowego jak i przestawnego z pewnym przybliżeniem napisać:

$$\Delta p = \zeta \cdot z_2 \cdot (w^2 \cdot \rho / 2) \quad (12)$$

gdzie:

- ζ - współczynnik oporu dla jednego rzędu rur;
- z_2 - ilość rzędów rur,
- ρ [kg/m^3] - gęstość spalin.

Przy dokładnym zapisie wzoru na spadek ciśnienia Δp należałoby jeszcze uwzględnić spadek ciśnienia dynamicznego spalin spowodowany obniżeniem ich temperatury oraz dla układu przestawnego, zamiast ilości rzędów "z₂" wstawić wyrażenie "z₂ + 1"; jednak błąd wynikły z zapisu przybliżonego (12) jest niewielki.

Współczynnik oporu "ξ" oblicza się ze wzoru:

$$\xi = \xi_3 \cdot B \cdot Re^{-b} = \xi_3 \cdot B \cdot (d/v)^{-b} w^{-b} \quad (13)$$

gdzie:

ξ_3 - współczynnik uwzględniający zapylenie spalin i zanieczyszczenie rurek;

B - współczynnik zależny od układu i podziałek względnych rur;

b - wykładnik potęgi przy liczbie Reynoldsa zależny od układu rurek, a także w pewnym zakresie od ich podziałek względnych.

Wartości B i b (lub wzory do ich obliczania) podane na rys. 3.

Uwzględniając, że powierzchnię wolnego przekroju między rurkami "F", można wyznaczyć z zależności: $F = \dot{V}/w$ lub z zależności: $F = (H/z_2) \cdot (S_1 - 1)/\pi$, ilość rzędów rur "z₂" można określić wzorem:

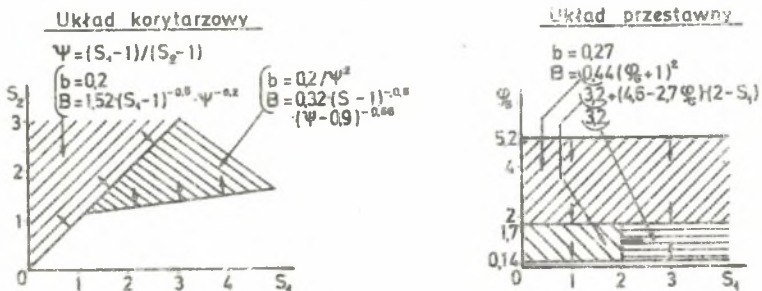
$$z_2 = H \cdot w \cdot (S_1 - 1)/(\pi \cdot \dot{V}) \quad (14)$$

Uwzględniając wzory (11), (12), (13), (14), otrzymuje się:

$$N = H \cdot \xi_N \cdot B \cdot (S_1 - 1) \cdot w^{3-b} \quad (15)$$

gdzie:

$$\xi_N = (T_w/T) \cdot (d/v)^{-b} \cdot \xi_3 \cdot \varphi / (2 \cdot \pi \cdot \eta_w) \quad (16)$$



Rys. 3. Wartości współczynników przy obliczaniu oporów przepływu spalin

Uwaga: Strzałki wskazują do jakiego obszaru obliczeniowego należą linie graniczne

5. Wyznaczenie optymalnej prędkości spalin i minimalnej wartości kosztów

Uwzględniając wzory (1), (10), (15) otrzymuje się:

$$K = (\dot{Q}/\Delta t) \cdot k_H / (\varphi_k \cdot \varphi_{\alpha k} \cdot A) \cdot \left[1/w^a + w^{3-b-a} \cdot \varphi_N \cdot (k_N/k_H) \cdot B \cdot (S_1 - 1) \right] \quad (17)$$

Przyrównując pochodną dK/dw do zera, otrzymuje się:

$$w = w_{opt} = C \cdot X^{-c} \quad (18)$$

gdzie:

$$X = \varphi_N \cdot (k_N/k_H) \quad (19)$$

$$c = 1/(3-b); \quad C = \left[[(3-b-a)/a] \cdot (S_1 - 1) \cdot B \right]^{-c} \quad (20)$$

Wstawiając (18) do (17) i uwzględniając (20), otrzymuje się wyrażenie na minimalny zredukowany koszt wymiennika:

$$K_{min}^r = D \cdot X^d \quad (21)$$

gdzie:

$$d = a/(3-b); \quad D = [(3-b)/(3-b-a)] \cdot C^{-a}/A \quad (22)$$

$$K_{min}^r = K_{min} \cdot \varphi_k \cdot \varphi_{\alpha k} / (k_H \cdot \dot{Q}/\Delta t) \quad (23)$$

Na rys. 4 przedstawiono zależność $w_{opt} = f(X)$ i $K_{min}^r = f(X)$ dla układu korytarzowego i przestawnego oraz szeregu względnych podziałek poprzecznych i podłużnych.

6. Określenie kosztu jednostki mocy zużywanej do przetłaczania spalin

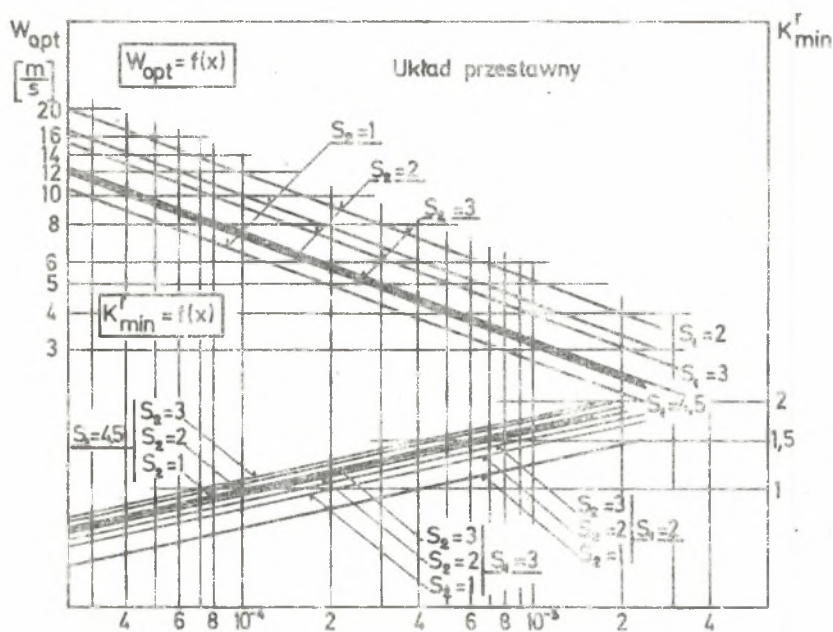
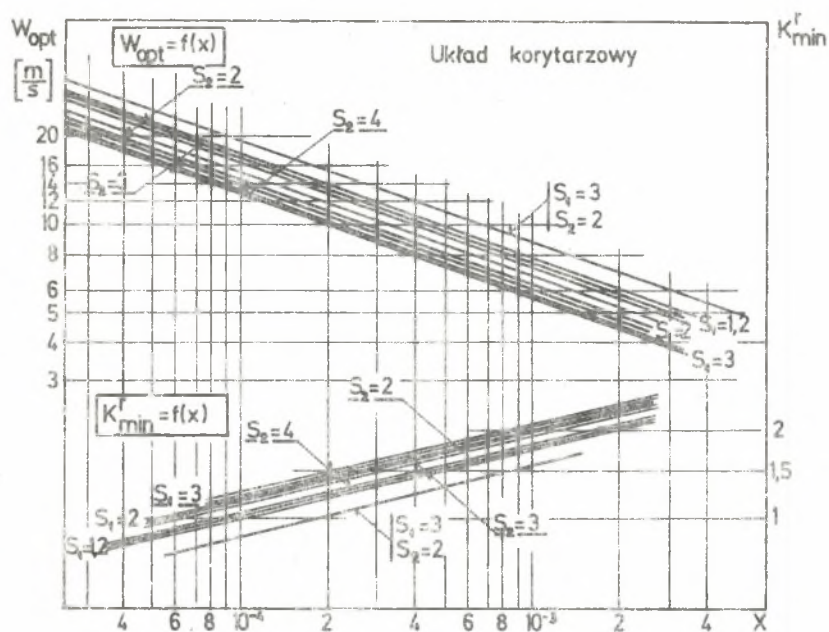
Rooczny koszt 1 W mocy zużywanej do przetłaczania spalin przy obciążeniu znamionowym należy określać ze wzoru:

$$k_N = k_{Ni} \cdot \varphi_{kN} \cdot \beta + k_{Ne} \quad (24)$$

gdzie:

$k_{Ni} [zł/W]$ - koszt inwestycyjny wentylatora przypadający na 1 W mocy zainstalowanej;

φ_{kN} - stosunek mocy zainstalowanej do zużywanej przy warunkach znamionowych uwzględniający konieczną rezerwę mocy;



Rys. 4. Wykresy do wyznaczenia optymalnej prędkości spalin i minimalnej wartości kosztów pęczka konwekcyjnego

β [1/rok] - roczny odpis kosztów inwestycyjnych będący sumą stopy dyskontowej, średniej stawki amortyzacji i ewentualnie współczynnika uwzględniającego koszty remontów kapitałnych,

k_{Ne} [zł/rok W] - roczny koszt energii elektrycznej zużywanej do napędu wentylatora (przez 1 W mocy "N").

Koszt jednostkowy " k_{Ne} " należy wyznaczać ze wzoru:

$$k_{Ne} = k_{en} \cdot \gamma_N \quad (25)$$

gdzie:

k_{en} [zł/J] (k_{en} [zł/kWh] / $(3,6 \cdot 10^6)$) - koszt jednostki energii elektrycznej (w przypadku elektrowni liczony jako cena sprzedaży energii elektrycznej do sieci);

γ_N [s/rok] - roczny czas pracy urządzenia zredukowany ze względu na zużywaną moc.

Czas γ_N należy wyznaczać ze wzoru (patrz rys. 5):

$$\gamma_N = \int_{\text{rok}} (N(\gamma)/N) d\gamma \approx \gamma_1 + \sum_1 \left\{ \left[(N(\gamma)/N)_{i+1} + (N(\gamma)/N)_i \right] / 2 \right\} \Delta\gamma_2 \quad (26)$$

gdzie:

$N(\gamma)/N$ - stosunek mocy chwilowej do mocy znamionowej zużywanej do przetłaczania spalin przez pęczek (należy go obliczyć dla kilku wartości obciążeń kotła korzystając ze wzorów (11), (12), (13)).



Rys. 5. Roczny wykres uporzędkowany względnego obciążenia kotła i względnego zużycia energii do pokonania oporów przepływu spalin przez pęczek rur

7. Określenie kosztów jednostki powierzchni ogrzewalnej

Roczny koszt 1 m² powierzchni ogrzewalnej należy liczyć ze wzoru:

$$k_H = \varepsilon \cdot (1-g/d) \cdot k_{st} \cdot Q_{st} \cdot \psi_{kH} \cdot \beta \quad (27)$$

gdzie:

g [m] - grubość ścianki rury;

k_{st} [zł/kg] - koszt 1 kg stali w rurach;

ρ_{st} [kg/m³] - gęstość stali;

ξ_{KH} - współczynnik równy stosunkowi wszystkich kosztów inwestycyjnych związanych z zainstalowaniem rozpatrywanej powierzchni ogrzewanej i w przybliżeniu proporcjonalnych do jej ciężaru (wykonanie węzownic, ich montaż, koszty izolacji i konstrukcji nośnej) do kosztów samych rur.

Grubość rurki należy dobrać z programu produkcji hut uwzględniając zależność:

$$\xi \geq \xi_0 + \Delta g. \quad (28)$$

gdzie:

ξ_0 [m] - grubość rurki wyznaczona z obliczeń wytrzymałościowych z uwzględnieniem odchoyłki hutniczej;

Δg [m] - konieczna nadwyżka grubości rurki uwzględniającą erozję popiołową.

W celu obliczenia " Δg " należy określić miejsce, w którym można spodziewać się maksymalnej erozji. Występuje ona z reguły w pierwszym rzędzie rurek przy układzie korytarzowym lub drugim rzędzie przy układzie przedstawnym w miejscu występowania maksymalnych prędkości spalin i maksymalnego stężenia popiołu. Dla miejsca tego należy określić stosunek " φ_w " prędkości spalin w miejscu występowania maksymalnej erozji i odniesionej do całego przekroju kanału, do prędkości spalin " w " branej pod uwagę przy obliczeniach wymiany ciepła i oporów przepływu, a więc prędkości średniej w obrębie pęczka i określonej dla wolnego przekroju między rurkami.

Wielkość " Δg " należy liczyć ze wzoru:

$$\begin{aligned} \Delta g &= k_e \cdot (\text{energia kinetyczna popiołu uderzającego w } 1 \text{ m}^2 \text{ rurki}) = \\ &= k_e \cdot (w \cdot \varphi_w)^3 \cdot \varphi_u \cdot c_{pop} \cdot \eta_{sr} \cdot \gamma_e \cdot j \end{aligned} \quad (29)$$

gdzie:

k_e [m³/J] - wskaźnik erozyjności danego popiołu w stosunku do materiału rurki z uwzględnieniem temperatury spalin;

φ_u - współczynnik uwzględniający układ rur w pęczku: $\varphi_u = 1$ dla układu korytarzowego, $\varphi_u = S_1 / (S_1 - 1)$ dla układu przedstawnego;

c_{pop} [kg/m³] - ilość popiołu w 1 m³ spalin w miejscu występowania maksymalnej erozji;

η_{sr} - średnie prawdopodobieństwa trafienia cząstek popiołu w rurkę;

τ_e [s/rok] - roczny czas pracy urządzenia zredukowany ze względu na erozję i obliczany jak " τ_N " (wzór (26)) po zastąpieniu wyrażenia $N(\nu)/N$ przez wyrażenia $(w \cdot \rho_w)^3 \cdot \eta_{sr}(\nu) / (w \cdot \rho_w)^3 \cdot \eta_{sr}$;

j [rok] - przewidywana liczba lat pracy urządzenia.

Proponuje się następującą metodykę obliczania wartości średniego prawdopodobieństwa trafienia cząstek popiołu w rurkę:

$$\eta_{sr} = \int_0^{\infty} \eta(\delta) \cdot (dR(\delta)/d\delta) \cdot d\delta \quad (30)$$

gdzie:

$\eta(\delta)$ - prawdopodobieństwo trafienia w rurkę ziaren o wymiarze " δ [m]";

$R(\delta)$ - pozostałość ziaren na sicie o wymiarze oczka " δ ".

W_g [4] przy uwzględnieniu informacji zawartych w [5] i po aproksymacji podanego w [4] wykresu (oznaczenia i forma zapisu wzoru na C_1 zmieniona w stosunku do cytowanej pozycji) otrzymuje się:

$$\eta(\delta) = 1 / (720 \cdot C_1^{-0,608} + 1)$$

gdzie:

$$C_1 = [(w \cdot \rho_w) \cdot \delta^5 \cdot g_z / (d \cdot \nu^3)] \cdot (\rho_p / \rho_s)^{2,5} \cdot (d/\delta)^{0,3} \quad (32)$$

gdzie:

$g_z = 9,81 \text{ m/s}^2$ - przyspieszenie ziemskie;

ν [m^2/s], ρ_s [kg/m^3] - kinematyczny współczynnik lepkości i gęstość spalin w miejscu maksymalnej erozji;

ρ_p [kg/m^3] - gęstość popiołu.

Zakładając dla wielkości ziaren popiołu rozkład Rosina - Rammlera - Sperlinga (ewentualne odstępstwa od tego rozkładu w zakresie małych ziaren nie mają znaczenia z uwagi na mały wpływ tych ziaren na η_{sr}), przyjmując, że znana jest wielkość " R_{88} " pozostałości popiołu na sicie o wymiarze oczka $88 \mu\text{m}$ i współczynnik polidispersji " n " oraz wprowadzając oznaczenie:

$$x = \delta / (88 \cdot 10^{-6} \text{ m})$$

otrzymuje się:

$$R(\delta) = R_{88} x^n \quad (33)$$

$$(dR(\delta)/d\delta) \cdot d\delta = \ln R_{88} \cdot R_{88} x^n \cdot n \cdot x^{n-1} \cdot dx \quad (34)$$

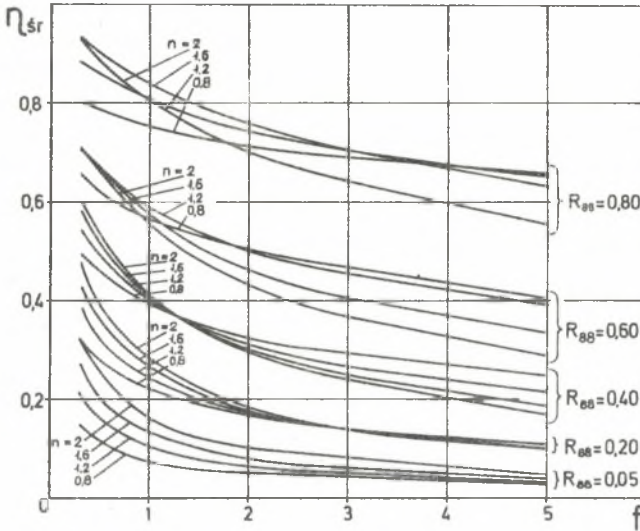
Uwzględniając wzory (30), (31), (32), (34) otrzymuje się:

$$\eta_{\text{śr}} = n \cdot \ln R_{88} \cdot \int_0^{\infty} R_{88} x^n \cdot x^{n-1} / (x^{-2,86} \cdot f + 1) dx \quad (35)$$

gdzie:

$$f = \left[w \cdot \rho_w / (d \cdot v^3) \cdot (\rho_g / \rho)^{2,5} \cdot (d/\delta)^{0,3} \cdot (88 \cdot 10^{-6})^5 \right]^{-0,608} \quad (36)$$

Wartości $\eta_{\text{śr}}$ policzone metodą numeryczną wg wzoru (35) podano na rysunku 6.



Rys. 6. Wykres do wyznaczania średniego prawdopodobieństwa trafienia ziaren popiołu w rurę

8. Uwagi końcowe i wnioski

1. W artykule wyprowadzono wzory na wartość optymalnej prędkości przepływu spalin przez pęczek konwekcyjny kotła oraz wartość kosztów minimalnych przekazania ciepła od spalin do pary lub wody. Na ich podstawie sporządzono wykresy optymalizacyjne (rys. 4). Zastosowana przy wyprowadzeniu metodyka zakłada wpływ prędkości spalin głównie na współczynnik wnikania ciepła na drodze konwekcji i opory przepływu. Pozostałe wielkości, które w pewnym stopniu mogą także zależeć od prędkości, należy wyznaczyć przy jej wstępnym założeniu, a następnie po określeniu prędkości optymalnej ewentualnie skorygować. W przypadku gdy można spodziewać się dużej erozji, najlepiej sporządzić wykres zależności kosztów całkowitych od prędkości spalin, stosując wzory podane w artykule.

2. Sporządzone wykresy optymalizacyjne pozwalają także określić wpływ geometrii pęczka rur na wartość prędkości optymalnej i kosztów minimalnych. Wynika z nich, że najbardziej korzystne są pęczki zwarte - o małych podziałkach. Należy przestrzec przed bezpośrednim porównywaniem prędkości optymalnej i kosztów minimalnych " K_{\min}^x " dla pęczka w układzie korytarzowym z pęczkiem o układzie przestawnym, a także w ramach układu korytarzowego przypadków, dla których $S_1 > S_2$, z przypadkiem, dla których $S_1 \leq S_2$. Występują wtedy bowiem inne wartości wykładników przy liczbie Reynoldsa i w związku z tym ulegają zmianie wartości "X". Zmieniają się także wartości współczynników wchodzących w skład " K_{\min}^x ".
3. W ramach metodyki obliczania erozji popiołowej przedstawiony został sposób wyznaczania całkowitego prawdopodobieństwa trafienia w rurę cząstek popiołu przy założeniu dla ich średnic rozkładu Rosina - Rammlera - Sperlinga.

LITERATURA

- [1] Zamojdo R.: Metoda oceny prawidłowości niektórych powierzchni kotłowych, praca doktorska. Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej, 1966.
- [2] Tępiłowej rascziet kotielnyh agriegatow - normatiwnyj mietod. "Energiya", Moskwa 1973.
- [3] Aerodinamiozieskiy rascziet kotielnyh ustanowok - normatiwnyj mietod. Gosudarstwiennoje energieticozeskoje izdatielstwo, Moskwa 1961.
- [4] Świrski J.: Badania erozji popiołowej i ocena zużycia rur kotłowych wskutek jej działania, praca doktorska. Wydział Mechaniczny, Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej, 1973.
- [5] Ignatiew W.J., Zwieriew N.J.: Obtekanie cilindra zapyliennym gazom. Tępiłoenegietika 3/58.

ОПТИМИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ТЕЧЕНИЯ КОНВЕКЦИОННЫХ КОТЕЛЬНЫХ ТОПОЧНЫХ ГАЗОВ
В ТЕПЛОБМЕННИКАХ

Резюме

В статье описана методика расчёта оптимальной скорости течения топочных газов через конвекционный пучок котла, то есть скорости, при которой полная стоимость передачи тепла от топочных газов до обогревательного элемента достигает минимальной величины. Определено влияние шагов труб на величину оптимальной скорости и минимальных затрат.

Представлен усовершенствованный способ расчёта зольной эрозии.

DETERMINATION OF OPTIMUM VELOCITY OF GAS FLOW THROUGH A
BOILER CONVECTION HEAT EXCHANGER

S u m m a r y

The paper presents a method of determining optimum combustion gas velocity through a boiler convection bunch of tubes i.e. the velocity at which total costs of transfer from combustion gases to heating fluid reaches minimum value. Influence of tube distances on an optimum velocity value and minimum costs have been determined along with an improved procedure of ash erosion calculation.