

Franciszek STRZELCZYK

Instytut Elektroenergetyki
Politechniki Łódzkiej

ODWZOROWANIE KOMORY PALENISKOWEJ W MODELU MATEMATYCZNYM KOTŁA ENERGETYCZNEGO

Streszczenie. Przy tworzeniu modelu kotła jako obiektu regulacji dysponuje się danymi z obliczeń cieplnych wg metody [3] dla kilku wartości obciążenia i jednego rodzaju paliwa. Zadanie modelowania znacznie się upraszcza, jeżeli na podstawie znanych danych np. dla obciążenia znamionowego uda się zapisać zależności analityczne określające poszczególne wielkości fizyczne, słuszne w szerokim zakresie zmian obciążenia obiektu.

W referacie, procesy wymiany ciepła w komorze paleniskowej stosowane w obliczeniach cieplnych [3], które są opisane funkcjami uwikłanymi, doprowadzono do postaci (8,9), co pozwoliło na uniknięcie wielokrotnej iteracji obliczeń wymiany ciepła w stanach przejściowych. Przedstawiono uogólnioną zależność matematyczną opisującą wymianę ciepła w komorze paleniskowej, uwzględniającą położenie palników, wartość nadmiaru powietrza oraz własności paliwa stałego. Podano również pomocnicze zależności aproksymacyjne określające entalpię i temperaturę spalin dla różnych wartości opałowych węgla i różnych nadmiarów powietrza.

1. Wstęp

Kocioł energetyczny jako wielowymiarowy obiekt regulacji, z uwagi na konieczność jednoczesnego opisu różnych wielkości fizycznych (strumieni ciepła, ciśnień, temperatur, przepływu czynników itp.), jest trudny do modelowania matematycznego. Poszczególne wielkości fizyczne uwzględnione w modelu kotła, są najczęściej złożonymi funkcjami nieliniowymi innych zmiennych wielkości - często niewyznaczalnych w sposób bezpośredni.

Model matematyczny kotła, z uwagi na jego zastosowanie, powinien charakteryzować się następującymi cechami: wysoką dokładnością odwzorowania własności statycznych i dynamicznych, krótkim czasem obliczeń oraz jak najmniejszym obszarem zajmowanym w pamięci maszyny matematycznej. Zatem aby spełnić powyższe, należy uchwycić zasadnicze powiązania między poszczególnymi wielkościami charakteryzującymi pracę kotła, celem zapewnienia zwięzłości obliczeń.

Procesy zachodzące w komorze paleniskowej (transport, spalanie i akumulacja) przebiegają podczas kilku sekund [1]. Badania obiektów rzeczywistych [2,5] wskazują, że proces transportu paliwa z młynów wraz z procesami zachodzącymi w komorze paleniskowej można odwzorować członem inercyjnym o stałej czasowej 20 - 30 s. Własności tych procesów mogą być uwzględnione łącznie z własnościami dynamicznymi układu przygotowania paliwa (podajniki węgla, młyny itp.). Zgodnie z tym, komora paleniskowa w modelu kotła jest traktowana jako element statyczny i może być opisana uproszczonymi

równaniami bilansu energii cieplnej.

Procesy wymiany ciepła w warunkach ustalonych, stosowane w obliczeniach cieplnych [3], są z zadawalającą dokładnością opisane. W opisie tym uwzględnia się warunki geometryczne i miejsce doprowadzenia paliwa do komory paleniskowej. Bezpośrednie wykorzystanie tego opisu w modelu kotła, odwzorowującym jego własności dynamiczne, jest uciążliwe ze względu na uwikłany układ nieliniowych równań, które rozwiązywane są metodami wielokrotnych iteracji - wydłużających czas obliczeń (zajmując przy tym znaczny obszar pamięci). Na przykład dla wyznaczenia strumienia ciepła dostarczanego do komory paleniskowej należy określić strumienie ciepła dostarczane z paliwem i z powietrzem oraz w niektórych kotłach ze spalinami recyrkulacyjnymi. Strumień ciepła dostarczany z powietrzem zależy od warunków wymiany ciepła w przegrzewaczach pary, w podgrzewaczach wody i powietrza - warunków, uzależnionych między innymi od strumienia ciepła dostarczanego do komory paleniskowej i nadmiaru powietrza. Przeto, aby wyznaczyć strumienie ciepła dostarczane do komory paleniskowej należy wykonać obliczenia iteracyjne wymiany ciepła: w komorze paleniskowej, w strefie przegrzewaczy pary, w strefie podgrzewaczy wody i powietrza.

Jeżeli wielkość y jest określona zależnością

$$y = f [x, v, \dots a_1(x), a_2(y), a_3(v)] , \quad (1)$$

w której część współczynników a zależy od wielkości y , wówczas w trakcie obliczania tej wielkości będzie wymagana wielokrotna iteracja. Aby tego uniknąć należy sprowadzić ją do postaci

$$y = \varphi [x, v, z, \dots a_1'(x), a_3'(v), a_4'(z)] \quad (2)$$

Zatem, przez zmianę współczynników a , ewentualnie wprowadzenie dodatkowych zmiennych, zależność typu (1) przekształcono w taki sposób, żeby wartości tych współczynników nie zależały od wielkości y .

2. Modelowanie procesu wymiany ciepła w komorze paleniskowej

W pracy [6], na podstawie wykonanych obliczeń dla różnych rodzajów węgla i różnych warunków pracy urządzenia kotłowego, podano zależność określającą całkowity strumień ciepła dostarczany do kotła \dot{Q}_{netto}^k

$$\dot{Q}_{\text{netto}}^k \approx \dot{m}_b (1-s_4) Q_w [1 + q_{\text{pbn}} \sqrt[3]{\mu_b} \frac{\lambda}{\lambda_n}] , \quad (3)$$

gdzie: \dot{m}_b - strumień paliwa dostarczany do kotła, kg/s

s_4 - strata niecałkowitego spalania,

Q_w - wartość opałowa paliwa, MJ/kg,

λ - liczba nadmiaru powietrza,

$\mu_b = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{\text{bn}}}$ - wartość względna strumienia masy paliwa.

Indeksem n oznaczono wartości wielkości dla obciążenia znamionowego kotła, lub innej wartości odniesienia

$$q_{pbn} = \left(\frac{\Sigma \dot{Q}_{pow}}{\dot{Q}_b \text{ netto } n} \right) \quad \text{- udział ciepła w powietrzu}$$

$\Sigma \dot{Q}_{pow}$ i $\dot{Q}_b \text{ netto}$ - strumienie ciepła dostarczone w powietrzu i paliwie

Dla strumienia ciepła \dot{Q}_{netto}^k oblicza się entalpię spalin

$$I_t = \frac{Q_w (1 - s_3) (1 + q_{pbn} \sqrt[3]{\mu_b \frac{\lambda}{\lambda_n}})}{V} \quad (4)$$

i następnie korzystając z zależności (19) i (21) dla danej entalpi I_t wyznaczyć można teoretyczną temperaturę spalania $t_t (T_t)$, gdzie: s_3 - strata niezupełnego spalania.

Jednostkową objętość spalin V wyznacza się ze znanych w literaturze zależności aproksymacyjnych

$$V = V(Q_w, \lambda)$$

Zależność określająca temperaturę spalin $t'' (T'')$ na wylocie z komory paleniskowej [3] przystosowaną do układu SI zapisać można następująco:

$$\frac{T_t}{T''} - 1 = M \left[\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \psi \cdot a_p \cdot H \cdot T_t^{0,6}}{\varphi \cdot \dot{m}_b (1 - s_4) \cdot V \cdot c} \right], \quad (5)$$

przy czym: $\varphi \cong \varphi(\mu_b)$, $s_4 = s_4(\mu_b, \lambda)$, $\lambda = \lambda(\mu_b)$, $c = c(t_t, t'', \lambda, Q_w)$ (6)
 $a_p \cong a_p(T'', \lambda)$

$M = 0,59 - 0,5 X$ - wielkość uwzględniająca wartość (7) względnego usytuowania palników.
 X w komorze paleniskowej.

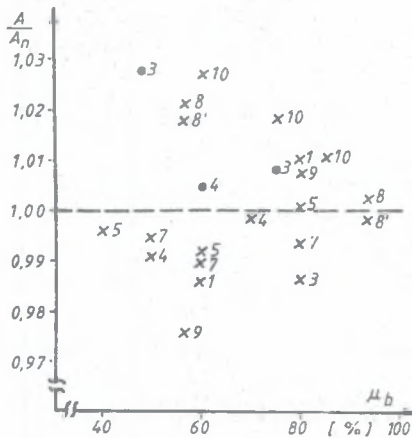
Przedstawione w uproszczonym zapisie wielkości (6) są przeważnie zależnościami nieliniowymi i niektóre z nich są funkcją temperatury t'' , zatem zależność (4) jest zależnością typu (1), obliczaną iteracyjnie. Aby sprowadzić ją do zależności typu (2) - nie wymagającej iteracyjnych obliczeń, przeanalizowano zmienność zależności (6) dla różnych węgla. W oparciu o przeprowadzoną analizę, zależność (5) przedstawiono w postaci

$$T'' = \frac{T_t}{M \cdot A \left(\frac{H}{\dot{m}_b} \right)^{0,6} \cdot \frac{T_t^{0,8}}{\lambda} + 1}, \quad (8)$$

przy czym wielkość $A = \left[\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \psi \cdot a_p^{0,6}}{\varphi \cdot V \cdot c_s} \right] \cdot T_t \cdot \lambda$ (9)

jest wielkością charakteryzującą komorę paleniskową danego kotła. Nie spełnia się większego błędu przyjmując, że wartość jej nie zależy od

obciążenia kotła (patrz rys.1), czyli $A \approx A_n$.



Rys.1. Względna wartość stałej komory paleniskowej w funkcji obciążenia kotła. Oznaczenia kotłów jak na rys.2.

Fig.1. The relative value of the stationary furnace chamber in the function of the boiler load. The designations of the boilers as in Fig. 2.

W ten sposób zależności (5) i (6) typu (1) zostały sprowadzone do postaci typu (2), i dzięki temu uniknięto wielokrotnej iteracji podczas obliczeń wymiany ciepła w komorze paleniskowej.

Stała A komory paleniskowej ma swoją interpretację fizyczną. Im większa jest wartość A , tym większe jest schłodzenie spalin w komorze, a zatem dla zadanej temperatury spalin T'' , można przyjąć mniejszą powierzchnię opromieniowaną H .

Strumień ciepła oddawany przez spaliny w komorze paleniskowej

$$\dot{Q}_r^k = \dot{m}_b \varphi (1 - s_4) \cdot V (I_t - I''), \quad (10)$$

przy czym współczynnik zachowania ciepła φ można aproksymować wzorem

$$\varphi \approx 1 - (1 - \varphi_n) \mu_b^{-1}, \quad (11)$$

a entalpię spalin na wylocie z komory paleniskowej wyznacza się z zależności aproksymacyjnych (20) i (21).

Strumień ciepła zawarty w spalinach na wylocie z komory paleniskowej

$$\dot{Q}'' = \dot{m}_b (1 - s_4) \cdot V \cdot I'', \quad (12)$$

3. Uogólnienie modelu wymiany ciepła w komorze paleniskowej

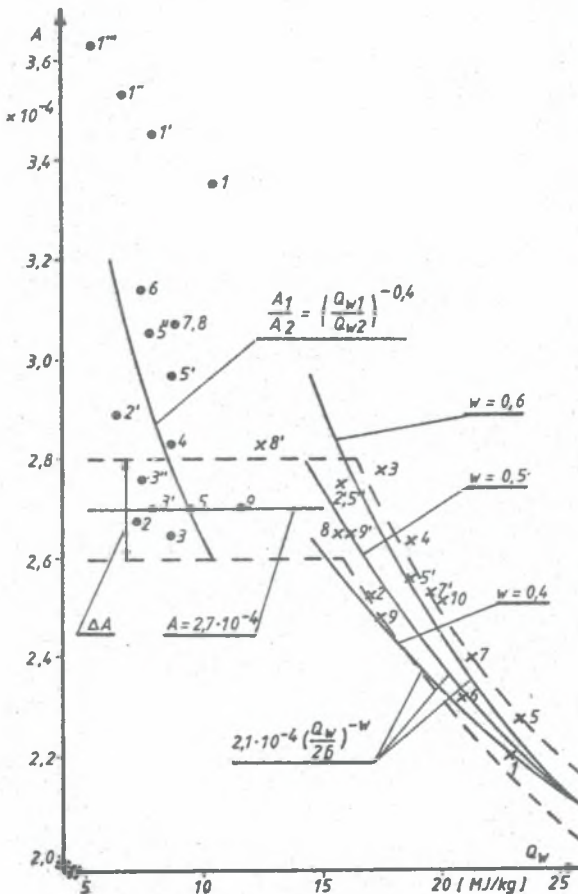
Obliczenia wymiany ciepła w komorze paleniskowej przeprowadzone są dla paliwa o pewnej wartości opałowej Q_{wn} . Przy zmianach wartości opałowej zmieniają się związki funkcyjne (6). Wymaga to każdorazowego obliczenia wymiany ciepła w nowych warunkach pracy komory. Wpływ zmian wartości

opałowej tego samego rodzaju paliwa - w warunkach eksploatacyjnych - na proces wymiany ciepła, można uwzględnić, jak wykazano w pracy [6], przez wprowadzenie do zależności (8) stałej A, jako następującej funkcji wartości opałowej Q_w

$$A = A_{(Q_{wn})} \left(\frac{Q_w}{Q_{wn}} \right)^{-w} \quad (13)$$

gdzie: $A_{(Q_{wn})}$ - wielkość określona z zależności (9) dla paliwa o wartości opałowej Q_{wn} - wartość odniesienia,
 w - wykładnik potęgi przyjmuje wartości $w = 0,6$ dla węgla kamiennego i $w = 0,4$ dla węgla brunatnego.

W oparciu o wyniki obliczeń cieplnych kotłów [7,3] oraz obliczenia własne, przeprowadzone dla różnych kotłów i różnych wartości opałowych paliwa, wartości stałej A podano na rys.2. Na rysunku tym przedstawiono również zależności (13).



Rys.2. Wartość stałej komory A(9) w funkcji wartości opałowej paliwa Q_w dla różnych kotłów wg obliczeń RAFAKO Racibórz, CBKK Tarnowskie Góry [7] oraz własnych. Oznaczenia kotłów:

Fig.2. The value of the stationary furnace chamber A(9) in the function of the calorific value of the coal Q_w for different boilers, by computations of RAFAKO Racibórz, [7] and our own computations. The designations of the boilers:

- węgiel brunatny (brown coal):
 1, 1', 1'' - BB 1150; 2, 2' - OB 660; 3, 3, 3'' - OB 210;
 4 - OB 210, 5, 5, 5'' - OB 660;
 6 - BB 2300; 7 - CB 650;
 8 - OB 280; 9 - OB 650-040;
- x węgiel kamienny (hard coal):
 1 - OP 650; 2, 2' - OP 650-060;
 3 - OP 650; 4 - BP 2300;
 5, 5', 5'' - OP 650-40;
 6 - OP 950 [3]; 7, 7' - AP 1650 I;
 8, 8' - AP 1740; 9, 9' - OP 140;
 10 - BP 1025

Analizując wartości na rys.2, stwierdza się związek pomiędzy stałą A i wartością opałową paliwa Q_w . W przypadku węgla kamiennego można zapisać następującą zależność

$$A = 2,1 \cdot 10^{-4} \left(\frac{Q_w}{26} \right)^{-w}, \quad (14)$$

przy czym wartość wykładnika w jest zawarta w przedziale $0,4 + 0,6$. Natomiast w przypadku węgla brunatnego można przyjąć stałą wartość

$$A = 2,7 \cdot 10^{-4}, \quad (15)$$

Co prawda stała A (patrz rys.2) dla niektórych kotłów na węglu brunatnym przyjmuje zdecydowanie większe wartości, ale jak wykazały doświadczenia eksploatacyjne, właśnie dla tych kotłów (BB 1150 el. Bełchatów, OB 660 el. Yatagan) rzeczywiste temperatury spalin T'' mają większe wartości od obliczeniowych. Zatem w rzeczywistości jest mniejsze schłodzenie spalin, mniejsza jest wartość stałej A niż to przyjęto w obliczeniach.

Jeżeli stała A we wzorze (8) zostanie określona z pewnym odchyleniem ΔA , to wartość temperatury T'' będzie wyznaczona z odchyleniem $\Delta T''$. Wprowadzając następujące odchylenia względne:

$$\delta_A = \frac{\Delta A}{A} \quad \text{oraz} \quad \delta_{T''} = \frac{\Delta T''}{T''} \quad (16)$$

można postawić pytanie - z jakim dopuszczalnym odchyleniem δ_A musi być określona stała A, aby odchylenie temperatury spalin T'' [K] nie było większe od narzuconej wartości $\delta_{T''}$?
Wyznaczając pochodną $\frac{dT''}{dA}$ ze wzoru (8)

$$\frac{dT''}{dA} = - \frac{M}{N^2} \cdot \left(\frac{H}{\dot{m}_b} \right)^{0,6} \cdot \frac{T_t^{1,8}}{\lambda} \quad (17)$$

i uwzględniając związki (16), otrzymuje się wyrażenie pozwalające wyznaczyć δ_A dla narzuconej wartości $\delta_{T''}$

$$\delta_A = - \frac{N}{N'} \delta_{T''}, \quad (18)$$

gdzie: N jest mianownikiem wyrażenia (8).

Na rys.3, dla przyjętego $\delta_{T''} = 1\%$, podano dopuszczalne wartości δ_A dla niektórych z analizowanych kotłów.

W oparciu o powyższą analizę na rys.2 zaznaczono dopuszczalne odchylenia ΔA (obszar objęty liniami przerywanymi) dla $\delta_{T''} = 1\%$. Zatem aby spełnić np. warunek $\delta_{T''} \leq 1\%$ dopuszczalne odchylenia ΔA jest stosunkowo duże i związki (14) i (15) będą zapewniały narzuconą dokładność obliczeń

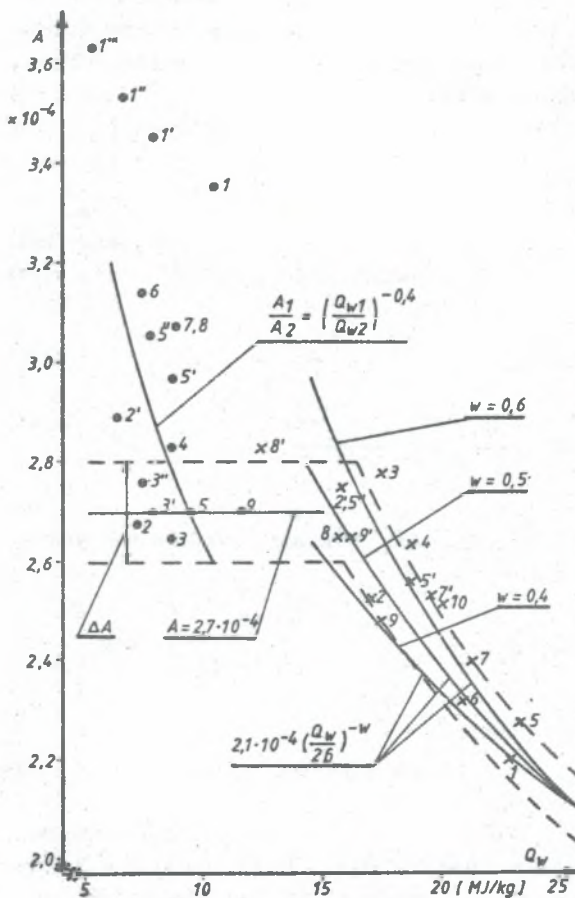
opałowej tego samego rodzaju paliwa - w warunkach eksploatacyjnych - na proces wymiany ciepła, można uwzględnić, jak wykazano w pracy [6], przez wprowadzenie do zależności (8) stałej A, jako następującej funkcji wartości opałowej Q_w

$$A = A_{(Q_{wn})} \left(\frac{Q_w}{Q_{wn}} \right)^{-w} \quad (13)$$

gdzie: $A_{(Q_{wn})}$ - wielkość określona z zależności (9) dla paliwa o wartości opałowej Q_{wn} - wartość odniesienia,

w - wykładnik potęgi przyjmuje wartości $w = 0,6$ dla węgla kamiennego i $w = 0,4$ dla węgla brunatnego.

W oparciu o wyniki obliczeń cieplnych kotłów [7,3] oraz obliczenia własne, przeprowadzone dla różnych kotłów i różnych wartości opałowych paliwa, wartości stałej A podano na rys.2. Na rysunku tym przedstawiono również zależności (13).



Rys.2. Wartość stałej komory A(9) w funkcji wartości opałowej paliwa Q_w dla różnych kotłów wg obliczeń RAFAKO Racibórz, CBKK Tarnowskie Góry[7] oraz własnych. Oznaczenia kotłów:

Fig.2. The value of the stationary furnace chamber A(9) in the function of the calorific value of the coal Q_w for different boilers, by computations of RAFAKO Racibórz, CBKK Tarnowskie Góry, [7] and our own computations. The designations of the boilers:

- węgiel brunatny (brown coal):
 1, 1', 1'' - BB 1150; 2, 2' - OB 660; 3, 3', 3'' - OB 210;
 4 - OB 210; 5, 5', 5'' - OB 660;
 6 - BB 2300; 7 - CB 650;
 8 - OB 280; 9 - OB 650-040;
- x węgiel kamienny (hard coal):
 1 - OP 650; 2, 2' - OP 650-060;
 3 - OP 650; 4 - BP 2300;
 5, 5', 5'' - OP 650-40;
 6 - OP 950[3]; 7, 7' - AP 1650I;
 8, 8' - AP 1740; 9, 9' - OP 140;
 10 - BP 1025

Analizując wartości na rys.2, stwierdza się związek pomiędzy stałą A i wartością opałową paliwa Q_w . W przypadku węgla kamiennego można zapisać następującą zależność

$$A = 2,1 \cdot 10^{-4} \left(\frac{Q_w}{26} \right)^{-w}, \quad (14)$$

przy czym wartość wykładnika w jest zawarta w przedziale $0,4 + 0,6$. Natomiast w przypadku węgla brunatnego można przyjąć stałą wartość

$$A = 2,7 \cdot 10^{-4}, \quad (15)$$

Co prawda stała A (patrz rys.2) dla niektórych kotłów na węglu brunatnym przyjmuje zdecydowanie większe wartości, ale jak wykazały doświadczenia eksploatacyjne, właśnie dla tych kotłów (BB 1150 el. Bełchatów, OB 660 el. Yatagan) rzeczywiste temperatury spalin t'' mają większe wartości od obliczeniowych. Zatem w rzeczywistości jest mniejsze schłodzenie spalin, mniejsza jest wartość stałej A niż to przyjęto w obliczeniach.

Jeżeli stała A we wzorze (8) zostanie określona z pewnym odchyleniem ΔA , to wartość temperatury T'' będzie wyznaczona z odchyleniem $\Delta T''$. Wprowadzając następujące odchylenia względne:

$$\delta_A = \frac{\Delta A}{A} \quad \text{oraz} \quad \delta_{T''} = \frac{\Delta T''}{T''} \quad (16)$$

można postawić pytanie - z jakim dopuszczalnym odchyleniem δ_A musi być określona stała A, aby odchylenie temperatury spalin T'' [K] nie było większe od narzuconej wartości $\delta_{T''}$?
Wyznaczając pochodną $\frac{dT''}{dA}$ ze wzoru (8)

$$\frac{dT''}{dA} = - \frac{M}{N^2} \cdot \left(\frac{H}{\dot{m}_b} \right)^{0,6} \cdot \frac{T_t^{1,8}}{\lambda} \quad (17)$$

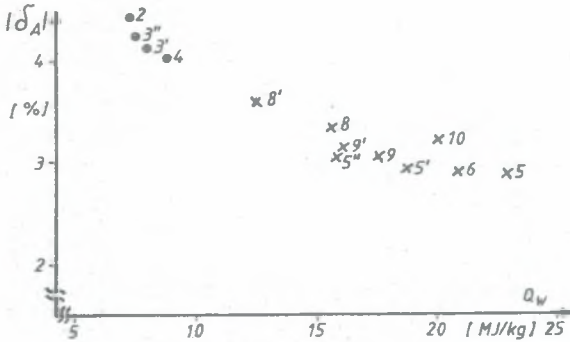
i uwzględniając związki (16), otrzymuje się wyrażenie pozwalające wyznaczyć δ_A dla narzuconej wartości $\delta_{T''}$

$$\delta_A = - \frac{N}{N - 2} \delta_{T''}, \quad (18)$$

gdzie: N jest mianownikiem wyrażenia (8).

Na rys.3, dla przyjętego $\delta_{T''} = 1\%$, podano dopuszczalne wartości δ_A dla niektórych z analizowanych kotłów.

W oparciu o powyższą analizę na rys.2 zaznaczono dopuszczalne odchylenia ΔA (obszar objęty liniami przerywanymi) dla $\delta_{T''} = 1\%$. Zatem aby spełnić np. warunek $\delta_{T''} \leq 1\%$ dopuszczalne odchylenia ΔA jest stosunkowo duże i związki (14) i (15) będą zapewniały narzuconą dokładność obliczeń



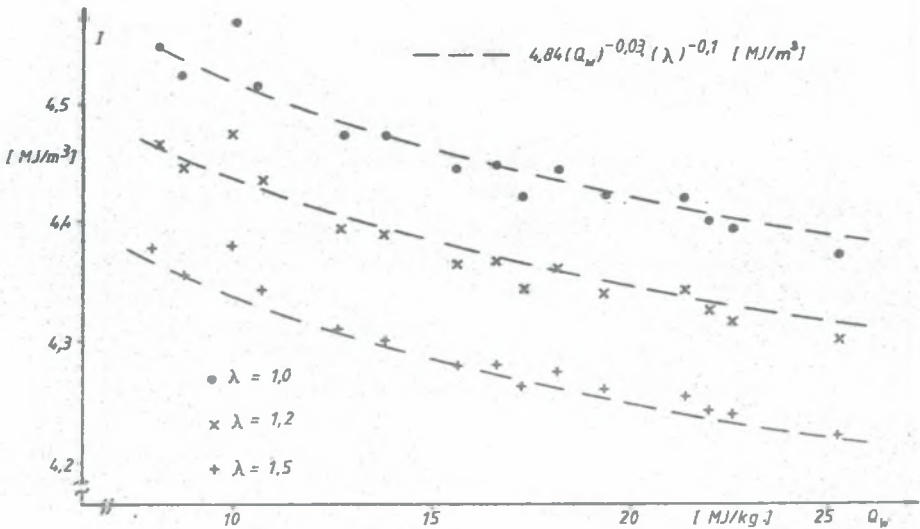
temperatury T'' z zależności (8) .

Rys.3. Dopuszczalne odchylenia wartości stałej komory paleniskowej $\delta_A(18)$ dla $\delta_{\eta_{II}}=1\%$ w funkcji wartości opałowej paliwa. Oznaczenie kotłów (jak na rys.2.

Fig.3. The permissible deviation of the value of the stationary furnace chamber $\delta_A(18)$ for $\delta_{\eta_{II}}=1\%$ in the function of the calorific value of the coal. The designations of the power boilers as in Fig.2.

4. Zależności aproksymacyjne określające temperaturę i entalpię spalin

Zadanie modelowania wymiany ciepła w komorze paleniskowej znacznie się upraszcza, jeżeli zostaną wykorzystane zależności analityczne, określające entalpię i temperaturę spalin, słuszne w spotykanym w eksploatacji zakresie zmian: obciążenia kotła, nadmiaru powietrza i wartości opałowej paliwa.



Rys.4. Entalpie spalin dla temperatury $t=2500^{\circ}\text{C}$ w funkcji wartości opałowej.

Fig.4. The furnace gas enthalpy for temperature $t=2500^{\circ}\text{C}$ in the function of the calorific value of the fuel.

W [4] podano następujące związki pomiędzy entalpią I i temperaturą t spalin:

$$I = I_{\max} \left(\frac{t}{2330} - 0,075 \right) \quad (19)$$

dla przedziału temperatur $1250^{\circ}\text{C} < t < 2500^{\circ}\text{C}$,

$$I = I_{\max} \frac{t}{3100 - 0,334 t} \quad (20)$$

dla przedziału temperatur $100^{\circ}\text{C} < t < 1250^{\circ}\text{C}$.

Występująca w powyższych zależnościach entalpia I_{\max} jest entalpią spalin dla danego paliwa przy temperaturze $t=2500^{\circ}\text{C}$. Dla węgla radzieckich entalpię I_{\max} można określić na podstawie danych w [3].

Aby wykorzystać zależności (19) i (20) poczynione zostały próby uchwycenia związków pomiędzy entalpią spalin i wartością opałową. Na rys.4 w oparciu o [3] podano wartości entalpii (z uwzględnieniem 95% unosu popiołu) jako funkcji Q_w i λ .

Po dokonaniu aproksymacji, proponuje się niniejszym następującą zależność:

$$I_{\max} = 4,84 (Q_w)^{-0,03} (\lambda)^{-0,1} \quad (21)$$

przy czym: $I_{\max} [\text{MJ}/\text{m}^3]$, $Q_w [\text{MJ}/\text{kg}]$.

Zależność (21) zaznaczono na rys.4 liniami przerywanymi. Dla węgla o zawartości popiołu $a_r < 25\%$, błąd z zależności (21) jest mniejszy od 0,5%, dla $a_r < 30\%$ błąd określenia entalpii I_{\max} jest $< 1\%$.

W ten sposób, wykorzystując zależność (21) można ze wzorów (19) i (20) (zależnie od przedziału temperatur) wyznaczyć temperaturę teoretyczną spalania $t_t = t_t(I_t)$ oraz ze wzoru (20) wyznaczyć entalpię spalin $I = I(t)$.

5. Podsumowanie

Przedstawione zależności aproksymacyjne charakteryzują się uniwersalnością, przejrzystością i dokładnością odwzorowania wymiany ciepła w komorze paleniskowej, zbliżoną do wyników otrzymanych z [3]. Zależności (3) i (8) nie wymagają iteracyjnych obliczeń, co zdecydowanie przyspiesza proces rozwiązywania modelu. Stała A charakteryzująca komorę paleniskową, może być również wykorzystana do analizy poprawności obliczeń cieplnych komory paleniskowej danego kotła.

Podane w artykule zależności matematyczne służą do tworzenia nieliniowego modelu kotła, ale po ich zlinearyzowaniu, można je wykorzystać w modelu liniowym.

6. Literatura

1. Лившиц М.А. и др.: Математическое моделирование динамических свойств топков парогенераторов с жидким шлакоудалением. Теплоэнергетика, №975 № 2.

2. Лившиц М.А., Кореннова А.И.: Исследование инерционности топочных устройств. Теплоэнергетика, 1968 № 2.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Энергия, Москва 1973.
4. Баранов Л.А., Лебедев А.Т.: Система уравнений для основных теплофизических величин, используемых при расчете динамики теплоэнергетических объектов регулирования в переменных режимах. Теплоэнергетика, 1973 № 2.
5. Strzelczyk F. i inni: Weryfikacja matematycznego modelu kotła jako obiektu regulacji ciśnienia i temperatury pary, Instytut Elektroenergetyki Politechniki Łódzkiej, Łódź 1976 i 1977.
6. Strzelczyk F.: Uogólniony model matematyczny kotła walczakowego jako obiektu regulacji ciśnienia i temperatury pary, Rozprawy naukowe nr 14 Politechniki Łódzkiej, Łódź 1978.
7. Wyniki obliczeń cieplnych kotłów wykonanych w latach 1970 - 85 przez RAFAKO-Racibórz i CBKK - Tarnowskie Góry.

ИЗОБРАЖЕНИЕ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОТЛА

Резюме

Условия работы котельной установки зависят не только от актуальной нагрузки, но даже и от других факторов т.е. параметров топлива, избытка воздуха, относительного положения максимум температуры пламени в топочной камере и др. Теплота сгорания топлива сжигаемого в топочной камере и коэффициент избытка воздуха изменяются в довольно широком диапазоне (от десяти до нескольких десятков процентов номинального значения).

При создании модели котла как объекта регулирования имеется исходные данные из тепловых расчетов согласно методу [3] для нескольких значений нагрузки и для одного вида топлива. Задачи моделирования упрощается значительно, когда на основе известных данных (например для номинальной нагрузки) удастся записать аналогические зависимости, определяющие отдельные физические величины, верные для широкого диапазона изменений нагрузки объекта.

Процессы теплообмена в топочной камере, описанные в тепловых расчетах [3] с помощью запутанных функций доведено к виду [8, 9] что позволило избежать многократной итерации при расчетах теплообмена в переходных состояниях.

Представлено обобщенную математическую зависимость, описывающую теплообмен в топочной камере, учитывающую положение горелок, значение избытка воздуха и свойства твердого топлива. Приводятся также вспомогательные зависимости для определения значений теплоты сгорания угля и избытка воздуха.

THE REPRESENTATION OF THE FURNACE CHAMBER IN THE MATHEMATICAL MODELS OF THE POWER BOILER

S u m m a r y

The operating conditions of the boiler depend not only on the current load, but also on some other parameters, and among others on the fuel parameters, the air excess value, the relative position of the flame nucleus in the furnace chamber, etc. The calorific value of the fuel being burnt in the furnace chamber as well as the air excess change in a considerable range (the changes can be of several, up to tens of percent of the nominal value).

While creating a boiler model as an object of regulation one has at his disposal the data of heat computations by the method of [3] for a few values of the load and one kind of fuel. The task of modelling is considerably simplified if, on the basis of the known data (eg. for nominal load), one manages to write down the dependences defining particular physical quantities, correct for the wide range of changes of the object load.

In the paper, the heat exchange processes in the furnace chamber used in the heat computations [3] which are described by implicit functions, have been put into the form of (8, 9), which allowed for abstaining from a repeated iteration of the heat exchange computations in the transient states. A generalized mathematical dependence, describing the heat exchange in the furnace chamber, taking into account the burner position, the air excess value and the solid fuel properties, has been presented. Some auxiliary approximative dependences, determining the furnace gas enthalpy and temperature for different calorific values of coal and different air excess, have also been given.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielnick

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1986 r.