



## Modelowanie optymalnego spalania paliwa w kotłach przemysłowo-grzewczych

*Aleksander Szkarowski, Sylwia Janta-Lipińska*  
*Politechnika Koszalińska*

### 1. Wstęp

Celem opracowania modelu fizyko-matematycznego (MFM) było uzyskanie sposobu określenia przedziału, w którym oczekuje się optymalnych wskaźników sprawności i ekologiczności spalania paliwa w zakresie możliwych zmian następujących czynników wpływu:

- zużycia paliwa  $B_g$ ,
- współczynnika nadmiaru powietrza w palenisku  $\alpha_p$ ,
- zmiany współczynnika nadmiaru powietrza na skutek nie szczelności  $\Delta\alpha_i$ ,
- temperatury powietrza  $t_p$  i paliwa  $t_g$ ,
- wartości opałowej paliwa  $Q_n$ ,
- stopnia zanieczyszczenia ekranowych powierzchni kotła,
- sprawności cieplnej konwekcyjnych powierzchni kotła.

Pozwoliłoby to znacznie zmniejszyć ilość wymaganych zmian trybu pracy kotłów i przeprowadzonych pomiarów. Ocenę optymalności spalania paliwa z punktu widzenia zarówno sprawności jak i ekologiczności dokonywano na podstawie wcześniej opracowanego kryterium

energo-ekologicznego [8÷10]. Podstawowymi czynnikami określającymi wartość tego kryterium są: zredukowany wskaźnik toksyczności spalin  $G_{sp}$  oraz bilansowa sprawność zespołu kotłowego brutto  $\eta_{br}$ . Obliczenie tych wielkości wykonuje się na podstawie informacji o temperaturze  $t$  i składzie produktów spalania (tj. CO, NO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, RO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O) oraz o wskaźnikach zużycia energii elektrycznej w układzie nadmuchowowyciągowym ( $I_w, I_{wy}, \cos\phi_w, \cos\phi_{wy}$ ).

Największy problem stanowiło opracowanie modelu zmiany stężenia CO i NO<sub>2</sub>. Analiza literatury naukowo-technicznej w tym zakresie [1, 2, 6, 7] świadczy o skrajnie skomplikowanym charakterze zagadnienia opracowania uniwersalnego MFM zmiany stężenia CO i NO<sub>2</sub> z uwzględnieniem kinetyki pośrednich i końcowych produktów reakcji spalania. Większość uzyskanych w ten sposób metod posiada ograniczoną dokładność, w związku z czym, nie mogły one być stosowana do rozwiązania zdefiniowanego zagadnienia. Dlatego też w celu określenia stężenia CO i NO<sub>2</sub> oraz zmiany zużywanej mocy do napędu silników wentylatora nadmuchowego i wyciągowego autorzy artykułu podjęli decyzję o opracowaniu modelu matematycznego, natomiast dla temperatury gazów spalinych za zespołem kotłowym modelu fizyko matematycznego.

Zadaniem autorów stało się, zatem opracowanie modelu procesów wymiany ciepła w palenisku, pęczkach konwekcyjnych i ekonomizerze oraz analiza czynników wywierających wpływ na wartość CO, NO<sub>2</sub>,  $I_w, I_{wy}, \cos\phi_w, \cos\phi_{wy}$  a także wskaźniki pracy palników.

## 2. Opracowanie modelu fizyko-matematycznego procesów wymiany ciepła

W celu opracowania modelu cała powierzchnia grzewalna zespołu kotłowego została podzielona na pięć odcinków obliczeniowych tj. palenisko; 1, 2 i 3 pęczek konwekcyjny oraz ekonomizer (rys. 1).

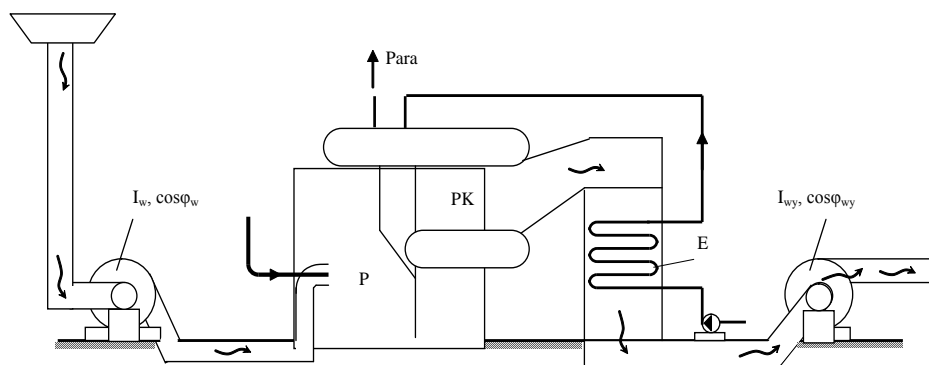
Opracowanie wymiany ciepła na każdym odcinku polegało na określeniu temperatury spalin na wyjściu z odcinka za pomocą równań bilansu cieplnego oraz teorii wymiany ciepła. Obliczenie uważano za zakończone w momencie spełnienia warunku:

$$\frac{|t''_{bil} - t''_{wym.}|}{t''_{bil}} < \delta \quad (1)$$

gdzie:

$t''_{bil.}$  i  $t''_{wym.}$  – temperatura wyjściowa uzyskana odpowiednio z równania bilansu cieplnego i równania wymiany ciepła, °C,

$\delta$  – współczynnik proporcjonalny do wartości względnego błędzi obliczeniowej różnicy temperatury spalin  $\Delta t$  określany na podstawie analizy danych pomiarów.



**Rys. 1.** Schemat podziału zespołu kotłowego na strefy pomiarowe:

P – palenisko; PK – pęczki konwekcyjne; E – ekonomicznik

**Fig. 1.** The scheme of dividing of a boiler unit into measurement zones:

P – furnace; PK – convective bunches; E – feed-water economizer

Temperaturę spalin na wyjściu z komory paleniskowej określono na podstawie równania wymiany ciepła w palenisku, które bazuje na zastosowaniu teorii prawdopodobieństwa do procesów paleniskowych [4]:

$$t''_{wym.} = \frac{T_a}{\left[ \frac{3600 \cdot F_{op} \cdot \delta_0 \cdot \psi_{sr} \cdot a \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_g \cdot V_{sp} c_{sr}} \right]^{0,6}} - 273 \quad (2)$$

gdzie:

$T_a$  – adiabatyczna temperatura spalania, K,

$F_{op}$  – powierzchnia ogrodzeń paleniska, m<sup>2</sup>,

$\delta_0$  – współczynnik promieniowania ciała doskonale czarnego,

$\delta_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$  kW/(m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>) – współczynnik promieniowania ciała doskonale czarnego,

- $\varphi$  – współczynnik zachowania entalpii spalin uwzględniający straty ciepła,  
 $a$  – stopień czarności paleniska,  
 $V_{sp}$  – jednostkowa objętość spalin,  $m^3/m^3$  gazu,  
 $c_{sr}$  – średnie ciepło właściwe spalin,  $kJ/(m^3 \cdot K)$ ,  
 $B_g$  – obliczeniowe zużycie paliwa,  $m^3/h$ ,  
 $\psi_{sr}$  – średni współczynnik sprawności powierzchni ekranowych,

$$\psi_{sr} = \chi \cdot \zeta_p \quad (3)$$

gdzie:

- $\chi$  – współczynnik kątowy ekranu,  
 $\zeta_p$  – współczynnik zanieczyszczenia powierzchni otrzymujących ciepło na drodze promieniowania.

Równanie bilansu cieplnego dla komory paleniskowej ma postać:

$$Q_{pal} = Q_s^d \cdot \frac{100 - q_3}{100} + I_p \quad (4)$$

gdzie:

- $Q_{pal}$  – użyteczne wydzielanie ciepła w palenisku,  $kJ/m^3$  (gazu),  
 $Q_s^d$  – dyspozycyjne ciepło spalania paliwa,  $kJ/m^3$ ,  
 $q_3$  – straty ciepła od niedopału chemicznego, %,  
 $I_p$  – entalpia powietrza wprowadzonego do paleniska,  $kJ/m^3$  (gazu).

Na podstawie powyższych informacji uzyskuje się funkcjonalną zależność:

$$t''_{bil} = f(Q_{pal}) \quad (5)$$

Obliczenie odcinków konwekcyjnych powierzchni ogrzewanych wykonuje się metodą wspólnego rozwiązywania równań wymiany ciepła:

$$Q = \frac{k \cdot P \cdot \Delta t \cdot 3,6}{B_g} \quad (6)$$

i równania bilansu cieplnego:

$$Q = \varphi \cdot (I - I'' + \Delta\alpha \cdot I_p) \quad (7)$$

gdzie:

$Q$  – ilość ciepła otrzymanego przez czynnik ogrzewany na odcinku obliczeniowym,  $\text{kJ/m}^3$  (gazu),

$k$  – współczynnik przenikania ciepła,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ,

$P$  – powierzchnia ogrzewana,  $\text{m}^2$ ,

$\Delta t$  – czynna różnica temperatur,  $^\circ\text{C}$ ,

$B_g$  – zużycie paliwa,  $\text{m}^3/\text{h}$ ,

$I'$  – entalpia spalin na wejściu do odcinka obliczeniowego,  $\text{kJ/m}^3$ ,

$I''$  – entalpia spalin na wyjściu z odcinka obliczeniowego,  $\text{kJ/m}^3$ ,

$I_p$  – entalpia chłodnego powietrza,  $\text{kJ/m}^3$ ,

$\Delta\alpha$  – zmiana współczynnika nadmiaru powietrza na odcinku obliczeniowym na skutek zasysania przez nieszczelności.

Po określeniu temperatury spalin za ostatnią powierzchnią ogrzewaną jej wartość porównano z wartością zadawaną w równaniu bilansu cieplnego zespołu kotłowego, podczas obliczania spalinowych strat ciepła.

### 3. Analiza czynników oraz stopnia ich wpływu na wartość $\text{CO}$ , $\text{NO}_2$ , $I_w$ , $I_{wy}$ , $\cos\varphi_w$ , $\cos\varphi_{wy}$

Analiza literatury [1, 3, 5÷7] pokazuje, że główny wpływ na stężenie tlenków azotu w procesie spalania mają następujące czynniki:

- współczynnik nadmiaru powietrza w strefie aktywnego spalania, będącą jednocześnie strefą wysokich temperatur  $\alpha_{SAS}$ ,

- czas przebywania produktów spalania w strefie wysokich temperatur  $\tau_{SAS}$ ,

- odbity strumień ciepła  $q_{SAS}^{odb}$

$$q_{SAS}^{odb} = (1 - \psi_{sr}) \cdot \frac{B_g \cdot Q_{pal}}{F_{op} \cdot 1000} \quad (8)$$

- średnia całkowita temperatura płomienia w SAS-  $T_{SAS}^{sr}$

$$T_{SAS}^{sr} = T_a \cdot (1 - \psi_{sr})^{0,25} \quad (9)$$

gdzie:

$Q_{pal}$  – ciepło wydzielane w palenisku,  $\text{kJ/m}^3$

$B_g$  – zużycie paliwa,  $\text{m}^3/\text{s}$

Współczynnik nadmiaru powietrza w strefie aktywnego spalania określa się za pomocą charakterystyk powietrznego trybu pracy paleniska:  $\alpha_{pal}$ ,  $\Delta\alpha_{pal}$  [6]. Zależność ta charakterystyczna jest dla kotłów energetycznych. Ponieważ jednak kotły produkcyjno-grzewcze mają stosunkowo niewielkich rozmiarów komory paleniskowe, dlatego też powietrze przenikające do paleniska przez nieszczelności w obmurowaniu nie trafi do wysokotemperaturowej strefy spalania. Fakt ten potwierdza brak dokładniejszej definicji  $\alpha_{SAS}$ . Zespół autorów proponuje, zatem rozpatrywać zmianę stężenia  $NO_2$  w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza dla palnika. Brak wpływu zasysania powietrza do paleniska kotła na powstawanie tlenku azotu wymaga jednak potwierdzeń doświadczalnych.

Czas przebywania produktów spalania w SAS jest funkcją zużycia paliwa  $B_g$  i trybu powietrznego  $\alpha$ . Na wartość odbitego strumienia ciepłego  $q_{SAS}^{odb}$  oraz wartość średniej całkowitej temperatury  $T_{SAS}^{sr}$  poza mocą kotła i trybem powietrznym paleniska wpływ wywiera stopień zanieczyszczenia powierzchni ekranowych paleniska  $\zeta_p$  oraz wartość jednostkowego wydzielania ciepła w komorze paleniskowej w przeliczeniu na  $1\text{ m}^3$  paliwa –  $Q_{pal}$ . Zatem w celu zdefiniowania matematycznego modelu zmiany stężenia tlenku azotu należało zbadać wpływ na emisję  $NO_x$  następujących czynników:  $B_g$ ,  $\alpha_{pal}$ ,  $\zeta_p$ ,  $\Delta\alpha_{pal}$ ,  $I_m$ .

Na ostateczne stężenie CO wpływ wywiera wiele czynników tj.: współczynnik nadmiaru powietrza, średnia całkowita temperatura i charakter jej rozdziału w objętości płomienia, czas przebywania wyjściowych składowych w każdej strefie temperatur oraz rodzaj i stan techniczny palnika i tunelu stabilizującego a także prędkość schładzania produktów spalania.

Entalpia mieszaniny gazowo-powietrznej na  $1\text{ m}^3$  gazu ziemnego wynosi,  $\text{kJ/m}^3$ :

$$I_m = \frac{(I_g + I_p)}{B_g} = \frac{(C_g \cdot B_g \cdot t_g + C_p \cdot V_p \cdot t_p)}{B_g} \quad (10)$$

$$V_p = \frac{B_g \cdot Q_n}{3770} \quad (11)$$

$$I_m = C_g \cdot t_g + \frac{t_p \cdot C_p \cdot Q_n}{3770} \quad (12)$$

gdzie:

$I_g, I_p$  – entalpia gazu ziemnego i powietrza,  $\text{kJ/m}^3$ ,

$C_g, C_p$  – ciepło właściwe gazu ziemnego i powietrza,  $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ ,

$B_g, V_p$  – zużycie gazu ziemnego i powietrza,  $\text{m}^3/\text{h}$ ,

$t_g, t_p$  – temperatura gazu ziemnego i powietrza,  $^\circ\text{C}$ ,

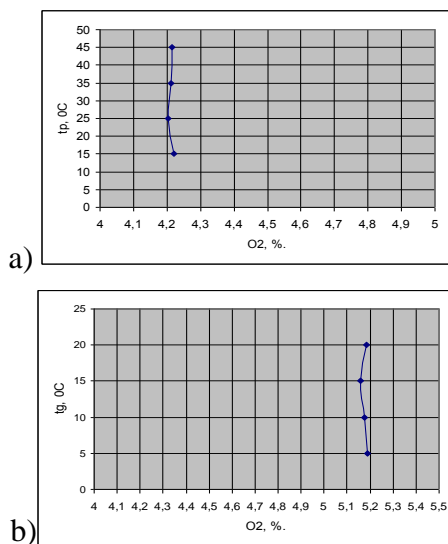
$Q_n$  – wartość opałowa gazu ziemnego,  $\text{kJ/m}^3$ .

Ze wzoru (10) wynika, że głównymi czynnikami wywierającymi wpływ na zmianę  $I_m$  są: temperatura powietrza  $t_p$  oraz temperatura gazu  $t_g$  i jego wartość opałowa  $Q_n$ .

#### **4. Analiza czynników oraz stopnia ich wpływu na wartość $\text{CO}$ , $\text{NO}_2$ , $I_w$ , $I_{wy}$ , $\cos\varphi_w$ , $\cos\varphi_{wy}$**

Model fizyko-matematyczny zmiany parametrów wyznaczających kryteria ekonomiczności i ekologiczności spalania paliwa [9, 10] pozwolił zmniejszyć ilość badań doświadczalnych i opracowany został za pomocą pakietu programu Microsoft Office Visual Basic.

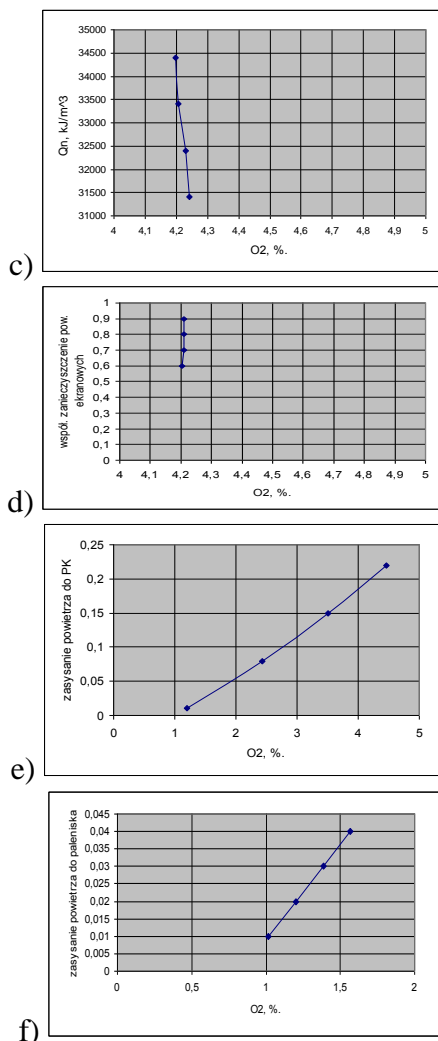
Przy optymalizacji procesu spalania paliwa jedynym regulowanym czynnikiem był przepływ powietrza. Przedstawiono wpływ temperatury i ciepła spalania gazu ziemnego, temperatury powietrza, stopnia zanieczyszczenia ekranowych powierzchni ogrzewanych paleniska i zasysania powietrza wzdłuż traktu gazowego kotła na optymalne wartości wskaźników wyznaczających powietrzny tryb spalania paliwa dla palnika typu GMG-m przy ciśnieniu gazu przed palnikiem 150 daPa. Tymi wskaźnikami są: zawartość tlenu w spalinach charakteryzująca tryb powietrzny spalania i zawartość CO charakteryzująca zupełność spalania (w składzie suchych spalin). Wyniki przedstawiono na rys. 2÷5.



**Rys. 2.** Optymalne wartości udziału molowego tlenu w zależności od:  
a) temperatury gazu; b) temperatury powietrza

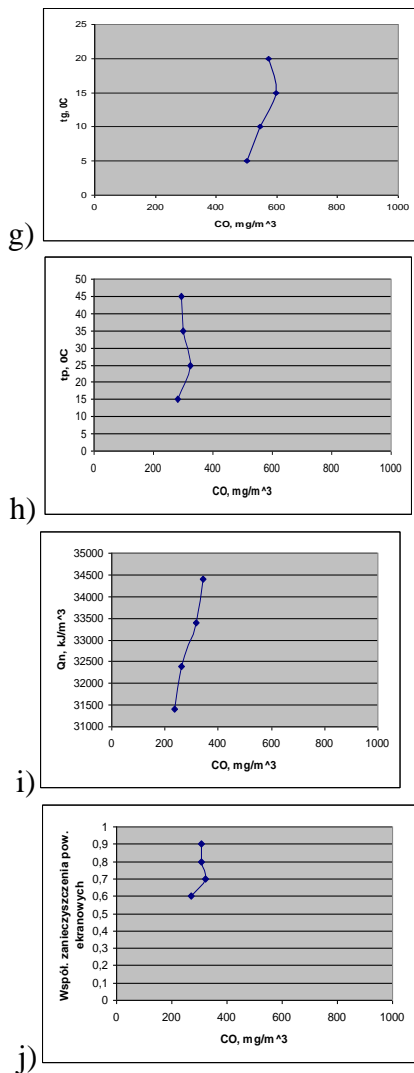
**Fig. 2.** Optimum oxygen concentrations depending on: a) gas temperature;  
b) air temperature



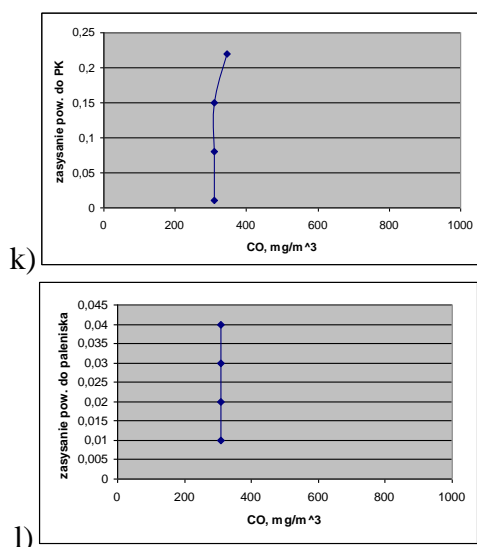


**Rys. 3.** Optymalne wartości udziału molowego tlenu w zależności od:  
 c) wartości opałowej gazu; d) współczynnika zanieczyszczenia ekranowych powierzchni ogrzewanych; e) zasysania powietrza do pęczków konwekcyjnych; f) zasysania powietrza do paleniska

**Fig. 3.** Optimum oxygen concentrations depending on: c) gas calorific value; d) coefficient of pollution of heating screen surfaces; e) air inflow to convection tube banks; f) air inflow to furnace



**Rys. 4.** Optymalne wartości stężenia tlenku węgla w zależności od:  
 g) temperatury gazu; h) temperatury powietrza; i) wartości opałowej gazu;  
 j) współczynnika zanieczyszczenia ekranowych powierzchni ogrzewanych  
**Fig. 4.** Optimum carbon oxide concentrations depending on: g) gas temperature;  
 h) air temperature; i) gas calorific value; j) coefficient of pollution of heating  
 screen surfaces



**Rys. 5.** Optymalne wartości stężenia tlenku węgla w zależności od: k) zasysania powietrza do pęczków konwekcyjnych; l) zasysania powietrza do paleniska

**Fig. 5.** Optimum carbon oxide concentrations depending on: k) air inflow to convection tube banks; l) air inflow to furnace

## 5. Wnioski

Jak wcześniej już autorzy wykazali w swoich publikacjach [8, 9] stosowane są różnego rodzaju wskaźniki pracy kotła, które pozwalają poprawić poziom jego ekologiczności i ekonomiczności poprzez zmianę regulowanych parametrów. To wszystko wymagało jednak dużej ilości pomiarów i wydłużone było o czas wyprowadzania kotła na każdy nowy tryb pracy. Wskutek tego na rezultaty każdego kroku optymalizacji trzeba długo czekać. W związku z tym autorzy podjęli próbę opracowania modelu fizyko-matematycznego będącego narzędziem optymalizacji pracy kotła.

Z wykorzystaniem opracowanego modelu podczas optymalizacji spalania paliwa w kotle parowym o wydajności 20 t/h okazało się możliwe wysnuć następujących wniosków:

1. Przy dowolnych zmianach wartości temperatury gazu  $t_g$  optymalna wartość tlenu za kotłem pozostaje niezmienna i wynosi  $O_2 = 5,17\%$ ,

- natomiast optymalna wartość tlenu węgla za kotłem wynosi  $CO = 500 \div 590 \text{ mg/m}^3$ .
2. Przy wzroście temperatury powietrza  $t_p$  optymalna zawartość tlenu za kotłem wynosi  $O_2 = 4,2\%$ , natomiast zawartość  $CO = 280 \div 320 \text{ mg/m}^3$ .
  3. W przypadku wzrostu wartości opałowej gazu od 31,4 do 34,4  $\text{MJ/m}^3$  zawartość tlenu jest praktycznie niezmienna i wynosi  $O_2 = 4,2\%$ , natomiast zawartość  $CO$  zmienia się odpowiednio od 235 do 342  $\text{mg/m}^3$ .
  4. Ponieważ współczynnik zanieczyszczenia ekranowych powierzchni ogrzewalnych paleniska  $\zeta_p$  nie wywiera istotnego wpływu na emisję  $CO$  i  $NO_x$  dlatego też wartość  $O_2$  nie zmienia się przy dowolnych wartościach  $\zeta_p$  w przedziale możliwych zmian.
  5. W przypadku zwiększenia zasysania powietrza do pęczków konwekcyjnych od 0,01 do 0,35 wartość stężenia tlenu zmienia się w zakresie od 1,2 do 4,4%, natomiast stężenie  $CO$  od 308 do 346  $\text{mg/m}^3$ .
  6. W przypadku zwiększenia zasysania powietrza do paleniska od 0,01 do 0,04 następuje zmiana stężenia  $O_2$  w przedziale od 1 do 1,56%, nie zmieniając przy tym wartości  $CO$ .

Na podstawie analizy powyższych wyników badań uznano, że zmiana wartości dowolnego z czynników nieregulowanych nie wywiera istotnego wpływu na wartość stężenia  $CO$ .

Powyższe wnioski były skutecznie potwierdzone w badaniach eksperymentalnych w znacznie zawężonych przedziałach zmian parametrów ze zminimalizowanymi wydatkami czasu pracy.

*Praca współfinansowana przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego i Budżetu Państwa, Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki Priorytetu VIII, Działanie 8.2. Transfer wiedzy Poddziałanie 8.2.2. „Regionalne Strategie Innowacji” projektu systemowego realizowanego przez Wojewódzki Urząd Pracy w Szczecinie „Inwestycja w wiedzę motorem rozwoju innowacyjności w regionie”.*



KAPITAŁ LUDZKI  
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI



Wojewódzki Urząd Pracy  
w Szczecinie



Inwestycja w wiedzę motorem  
rozwoju innowacyjności w regionie



UNIA EUROPEJSKA  
EUROPEJSKI  
FUNDUSZ SPOŁECZNY



## Literatura

1. **Акимченко Е.М., Каган Р.Г.** Опыт эксплуатации горелок ГМГ на котлах типа ДКВр // Газовая пром-сть, 1970.– № 10.– С. 31÷33.
2. **Под ред. А. С. Иссерлина.** Рациональное использование газа в энергетических установках.-Справ. рук. /. – Л.: Недра. Ленингр. отделение, 1990.– 422 с.
3. **Гохберг Ж.Л., Тигеев С.В.** Микропроцессорная система оптимизация сжигания газа в энергетических котлах // Теплоэнергетика.– 1986.– №8.– С. 38÷41.
4. **Кочергин М.А.** Энерго-экологическая оптимизация сжиганиягазообразного топлива в действующих промышленно – отопительных котлах // Автореферат дисс. на соискание уч. степ. канд.техн.наук. – СПб.: СПбГАСУ. – 2001.
5. **Росляков П. В., Егорова Л. Е.** Влияние основных характеристик зоны активного горения на выход оксидов азота // Теплоэнергетика.– 1996.– № 9.– С. 22÷26.
6. **Романов А. К.** Микропроцессорная техника – основа автоматизации народного хозяйства // Микропроцессорные средства и системы.– 1984.– №1.– С. 3÷5.
7. **Розенфельд Э.И.** Сжигание газа и мазута с минимальным выбросом продуктов неполного сгорания // Итоги науки и техники / ВИНТИ. Сер. «Топлив. баланс».– 1980.– Т.2: Исполз. газа и мазута.– 110 с.
8. **Szarowski A., Janta-Lipińska S.** Optymalizacja pracy kotłów metodą sterowanego poziomu niezupełności spalania. Polityka energetyczna, tom 12, zeszyt, s. 129÷136. 2009.
9. **Szkarowski A., Janta-Lipińska S.** Fuel combustion optimizing by regulated level of chemical underburn. ECOS 2008. Proceedings of the 21<sup>st</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impast of Energy Systems. Tom 2. s. 809÷813. Kraków 2008.
10. **Szkarowski A., Janta-Lipińska S.** Automatyczne sterowanie jakością spalania paliwa stałego w kotłach przemysłowo-grzewczych. Rocznik Ochrony Środowiska. Tom 11, 2009 rok, s. 241÷257. Koszalin 2009.

## Modeling of Optimum Burning of Fuel in Industrial Heating Boilers

### Abstract

Development of a physical and mathematical model (PMM) allows to define an interval of changes inside which optimum factors of fuel burning efficiency and ecological character can be expected. Such solution allows to reduce considerably the number of required boiler operation mode changes and measurements made.

The fuel burning optimization assessment was performed, from the point of view of both efficiency and ecological character, basing on the energetic and ecological criteria developed by the authors. The primary values defining criteria are: reduced flue gas toxicity indicator  $G_{sp}$  and the boiler unit gross balance efficiency  $\eta_{br}$ .

Therefore authors have undertaken the task to develop the furnace, convection tube banks and economizer heat exchange process model and analyse the factors having impact on the process. Therefore, the heating surface of the boiler unit was divided into measurement zones (Fig. 1) to develop the model. The heat exchange in particular sections was calculated by application of the heat balance equations and heat exchange theory.

The physical and mathematical model of change of the parameters defining the energetic and ecological criteria values which allowing to reduce the number of experiments was developed with aid of the Microsoft Office Visual Basic software. The only factor controlled during combustion process, was flow of air. Fig. 2÷5 show impact of the temperature and natural gas calorific value, air temperature, screen surfaces and furnace pollution degree and air inflow along boiler's gas duct on the optimum values of factors determining the fuel combustion mode i.e.  $O_2$  and  $CO$ .

Basing on the performed analyses it has been ascertained that change of value of no non-regulated factors has no significant impact on  $CO$  concentration. The developed PMM contributed to minimization of the operation period through reduction of the parameters change interval.