

А. О. Редько\*, А. В. Давіденко\*, С. В. Павловський\*, Н. В. Кулікова\*,  
В. Є. Костюк\*\*, О. І. Кирилаш\*\*

\*Харківський національний університет будівництва та архітектури,  
кафедра теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів

\*\*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
“Харківський авіаційний інститут”,  
проблемна науково-дослідна лабораторія діагностики авіаційних двигунів

## МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В ТОПКАХ ВОДОТРУБНИХ КОТЛІВ ДКВР(ДЕ)-10/14

© Редько А. О., Давіденко А. В., Павловський С. В., Кулікова Н. В., Костюк В. Є., Кирилаш О. І., 2016

Надано результати числового дослідження теплообміну в топці водотрубного котла ДКВР(ДЕ)-10/14. На основі креслень котла та пальника ГМГ-7 побудовано геометричну модель внутрішньої порожнини топки і пальника. Математичну модель радіаційно-конвективного теплообміну в газовому тракті котла сформовано на основі осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є – Стокса з урахуванням гравітації та з нехтуванням стисливістю. Модель складають рівняння нерозривності, перенесення імпульсу, енергії та хімічних компонентів газової суміші, записані у стаціонарній формі. Рівняння замкнено законом Ньютона для тензора тиску, законом Фур'є для теплового потоку, законом Фіка для потоку маси, законом Клайперона – Менделєєва для термодинамічного стану суміші газів, рівняннями моделі турбулентності  $k-\epsilon$  Лаундера – Сполдінга та моделі турбулентного горіння Магнусена – Хертагера. Наведено результати числового моделювання у вигляді розподілу температури газового потоку в характерних перерізах проточної частини котла та розподілу питомих потоків теплоти на поверхнях екранів. Визначено структуру факелу та зону з максимальною температурою та тепловиділенням. Розрахунки також виконано для топки з тупиковим трубчастим вторинним випромінювачем. Показано, що густина радіаційного теплового потоку збільшується на 15–20 %, температура топкових газів на виході з топки знижується та становить 970 °С.

**Ключові слова:** водотрубний котел, теплообмін, топка, пальник, тепловий потік.

The results of a numerical study of heat transfer in water-tube boiler DKVR(DE)-10/14 furnace are provided. The geometric model of the inner cavity of furnaces and burners is constructed with help of boiler and burner GMG-7 drawings. The mathematical model of radiate and convective heat transfer with gravity in the gas path of the boiler on the basis of the Reynolds averaged incompressible Navier – Stokes equations is formed. The model incorporate continuity, momentum, energy and chemical components transfer equations of the gas mixture stored in a stationary manner. Model equations are locked by Newton's law for a tensor pressure, Fourier law for heat flow, Fick law for mass flow, the Clapeyron law for the thermodynamic state of a gas mixture,  $k-\epsilon$  Launder and Spalding turbulence model and Magnussen and Hjertager turbulent combustion model. Such results of numerical simulations as the gas flow temperature distribution in the boiler specific sections and the surface specific heat flux distribution on the furnace walls are presented. Determined the structure of the torch and the zone with the maximum temperature and heat. The calculations are also performed for the furnace to a dead-end tubular secondary emitter. It is shown that radiation heat flux density is increased by 15–20 %, the flue gas temperature is reduced to 970°C.

**Key words:** water tube boiler, heat transfer, furnace, burner, heat flux.

**Постановка проблеми.** У комунальній та промисловій енергетиці набули значного поширення парові водотрубні котли, призначені для спалювання твердого палива.

Реконструкція таких котлів була пов'язана з необхідністю переведення на інші види палива (природний газ, мазут), що зокрема забезпечувало можливість регулювання паропроductивності від 15 до 140 % у зв'язку зі змінами сезонної потреби у парі і теплоті. При цьому застосування в котлах серійних газомазутних пальникових пристроїв є недостатньо ефективним. Пальники ГМГ з високим коефіцієнтом крутки забезпечують короткий і широкий факел, нерівномірне температурне поле в об'ємі топки. При спалюванні природного газу або мазуту істотно збільшується об'єм продуктів згоряння та температура, що призводить до збільшення густини теплового потоку на 30–50 %.

Заміна та установка газомазутних пальникових пристроїв є найменш витратним заходом, однак збільшення при цьому густини теплового потоку призводить до інтенсифікації процесів накопчування та зниження надійності котлів [1]. Реконструкція парових котлів за спрощеною схемою призводить до руйнування екранних трубчастих поверхонь [2]. Тому забезпечення надійності експлуатації парових котлів вимагає поряд із удосконаленням конструкції топок і пальників, підтримання оптимального водно-хімічного режиму котлів.

Поширені імпортовані високоефективні пальники з високим ступенем автоматизації в управлінні топковими процесами, забезпечуючи екологічні характеристики котлів. Однак, проблеми оптимального теплообміну в топках котлів при цьому не вирішуються.

**Мета роботи.** Дослідження процесів складного променево-конвективного теплообміну в топковому об'ємі парових водотрубних котлів при спалюванні природного газу та розміщенні в топці вторинного трубчастого випромінювача.

**Завдання дослідження.** Розроблення методів інтенсифікації теплообміну в топці парового водотрубного котла із застосуванням вторинного трубчастого реверсивного випромінювача. Виконання числових досліджень променево-конвективного теплообміну в топці котла із вторинним трубчастим випромінювачем. Розроблення рекомендацій щодо підвищення ефективності теплообміну в топці парового двобарабанного водотрубного котла.

**Стан проблеми.** У сучасних дослідженнях складних процесів променево-конвективного теплообміну широко використовують математичне комп'ютерне моделювання. Числове моделювання котельного обладнання стає одним з найважливіших способів отримання найбільш повної інформації про аеродинаміку, локальні та інтегральні характеристики теплообміну [3].

В останні роки числовими методами отримано результати теплообміну в топках парових котлів [3–7]. Широко досліджували топки жаротрубних котлів [3–5]. У роботі [4] наведено результати дослідження парового двобарабанного водотрубного котла ДКВР-20, який конструктивно відрізняється від інших котлів типу ДКВ (ДЕ). При цьому в [4] не вказано характеристики пальників котла, який моделюється, що ускладнює аналіз отриманих результатів, тому що ефективність тепломасообміну істотно залежить від процесу горіння та аеродинамічних течій у топковому об'ємі котла.

Для підвищення ефективності променевого теплообміну в топках котлів застосовують вторинні випромінювачі, що дає змогу збільшити густину радіаційного теплового потоку [5].

Теплообмін у топках водотрубних котлів типу ДКВ (ДЕ) із вторинним випромінювачем не досліджували. Тому є необхідність в проведенні подальших досліджень щодо підвищення ефективності теплообміну в топках парових водотрубних котлів.

**Об'єкт і методика дослідження.** Досліджено вертикально-водотрубний газомазутний котел ДЕ-10-14ГМ (рис. 1), призначений для виробництва насиченої та слабо перегрітої пари з температурою 225 °С з абсолютним тиском 14 кгс/см<sup>2</sup>, номінальною продуктивністю 10 т/год.



Рис. 1. Загальний вигляд котла ДЕ-10-14ГМ

Котел складено з верхнього і нижнього барабанів, які з'єднані між собою коридорно-розташованими вертикальними вигнутими трубами та створюють перший та другий газоходи конвективної поверхні нагріву. Топкову камеру, що знаходиться збоку (праворуч) від конвективного пучка, відділено від нього газощільним екраном (мембранною перегородкою) з труб, встановлених із кроком 55 мм і зварених між собою металевими смужками. У задній частині газощільного екрана розташовано вікно для виходу топкових газів із топки у конвективний пучок. Подовий, правий бічний топкові екрани та стелю топки створено довгими вигнутими трубами, встановленими з кроком 55 мм. Под топки викладено шаром вогнетривкої цегли. Шамотну цеглу також укладено на бічну частину нижнього барабана в топці та прикріплено шпильками до бокової частини верхнього барабана в топці між газощільним і стельовим екранами. Вертикальні труби заднього топкового екрана приварені до нижнього та верхнього 12 похилих колекторів діаметром і товщиною стінки 159×6 мм. Верхній колектор заднього топкового екрана приварений до верхнього барабана з нахилом донизу, а нижній колектор – до нижнього барабана з нахилом догори. Фронтний екран топки котла створено чотирма вигнутими трубами, що дає змогу розмістити на фронтній стіні амбразуру пальника та лаз.

Паливом є природний газ з теплотою згоряння  $Q_p^h=35\text{МДж/м}^3$ . Як пальниковий пристрій використано газомазутний пальник ГМГ-7 з витратою газу 728 м<sup>3</sup>/год і коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha'_в=1,10$ . Газопальниковий пристрій ГМГ-7 характеризується високим коефіцієнтом крутки  $n=1,4$  та кутом нахилу вихідних лопаток  $\beta=45^\circ$ , тому ці пристрої забезпечують короткий факел з нерівномірним температурним полем.

Технічні характеристики котла наведено в таблиці.

#### Характеристики котла ДЕ-10-14

Найменування параметру, та одиниця вимірювання	Числове значення
1	2
Продуктивність пари, т/год.	10,0
Робочий тиск пари, МПа	1,3
Температура пари, °С	194
Витрата палива, м <sup>3</sup> /год.	728
ККД, %.	93,2

1	2
Площа поверхні екранних труб, м <sup>2</sup>	38,96
Об'єм топки, м <sup>3</sup>	8,4
<b>Габарити блока:</b>	
Довжина, мм	5710
Ширина, мм	3080
Висота, мм	4040

В основу математичної моделі променево-конвективного теплообміну в газовому тракті котла, що враховує гравітацію та нехтує стисливістю, покладено систему записаних у стаціонарній формі осереднених за Рейнольдсом диференціальних рівнянь (1) – (5): нерозривності, збереження масових часток хімічних компонентів суміші, збереження імпульсу і збереження енергії відповідно [8–10] та інтегро-диференціальне рівняння (5) перенесення випромінювання [11]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad i=1, 2, 3, \quad (1)$$

$$\rho u_i \frac{\partial Y_l}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu}{Sc} \frac{\partial Y_l}{\partial x_i} \right) + \omega_l, \quad i=1, 2, 3; l=1, \dots, N; \sum_{l=1}^N Y_l = 1; \quad (2)$$

$$\rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \rho g_j, \quad i=1, 2, 3; j=1, 2, 3 \quad (3)$$

$$\rho u_i \frac{\partial h}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial q_i^R}{\partial x_i} + \omega_T, \quad i=1, 2, 3, \quad (4)$$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{dI(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} + I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = (1 - \omega_0) I_b(\mathbf{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega'=4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') d\Omega', \quad (5)$$

де  $u_i, u_j$  – складові вектору швидкості в напрямку відповідних осей декартових координат  $x_i, x_j$ ;  $\rho$  – густина;  $Y_l$  – масова частка хімічного компонента  $l$ ;  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  $Sc \equiv \frac{\mu}{D\rho}$  – число Шмідта;  $D$  – коефіцієнт дифузії;  $\omega_l = \nu_l M_l w$ , – джерельний член, що описує прибуток (убуток) компонента  $l$  у результаті хімічних реакцій;  $\nu_l$  – стехіометричний коефіцієнт компонента  $l$ ;  $M_l$  – молекулярна маса компонента  $l$ ;  $w$  – швидкість реакції горіння палива;  $\omega_T = \Delta H_c w$  – джерельний член, що описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій;  $\Delta H_c$  – теплота згоряння палива;  $N$  – кількість компонентів у суміші;  $p$  – тиск;  $g_j$  – компонента прискорення вільного падіння в напрямку осі  $x_j$ ;  $h = \sum_l Y_l h_l$  – питома ентальпія

багатокомпонентної суміші;  $h_l = h_l^0 + \int_{T^0}^T c_{pl}(T) dT$  – питома ентальпія хімічного компонента  $l$ ;

$h_l^0$  – питома ентальпія хімічного компонента  $l$  за стандартної температури  $T^0$ ;  $T$  – температура;  $T^0$  – стандартна температура;  $c_{pl}$  – питома ізобарна теплоємність хімічного компонента  $l$ ;

$Pr \equiv \frac{\mu c_p}{\lambda}$  – число Прандтля;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  $q_i^R$  – складова густини потоку

випромінювання в напрямку осі  $x_i$ ;  $\beta_0 = k_a + \sigma_s$  – об'ємний коефіцієнт згасання;  $k_a$  – об'ємний коефіцієнт поглинання;  $\sigma_s$  – об'ємний коефіцієнт розсіювання;  $I$  – інтенсивність випромінювання;  $\mathbf{r}$  – радіус-вектор довільного променя в кутовому напрямку поширення

випромінювання  $\frac{1}{s}$ ;  $\omega_0 = \sigma_s/b_0$  – альbedo розсіювання;  $I_b = \sigma T^4/\pi$  – інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла;  $\sigma$  – стала Стефана – Больцмана;  $\Omega'$  – одиничний вектор тілесного кута, що характеризує напрямок поширення теплового випромінювання внаслідок розсіювання фотонів  $\frac{1}{s}$ .

Вважали, що топкові гази містять п'ять компонентів:  $\text{CH}_4$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$  ( $N=5$ ). Записані вище рівняння замкнено законом Ньютона для тензора тиску, законом Фур'є для теплового потоку, законом Фіка для потоку маси, законом Клайперона – Менделєєва для термодинамічного стану суміші газів, рівняннями моделі турбулентності  $k$ - $\epsilon$  Лаундера – Сполдінга [9] та моделі турбулентного горіння Магнусена – Хертагера [10].

Отриману систему диференціальних рівнянь у частинних похідних (1) – (4), доповнену умовами однозначності, що відповідали конкретній задачі, інтегрували методом контрольного об'єму [12, 13]. Для розв'язання інтегро-диференціального рівняння (5) використовували модель дискретних ординат для умовно сірого середовища [11].

Вважали, що середня температура живильної води  $125^\circ\text{C}$ , коефіцієнт тепловіддачі від води до стінок екранних труб  $\alpha=5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , коефіцієнт випромінювання поверхні екранних труб  $0,85$ , коефіцієнт випромінювання поверхні амбразури та футеровки  $0,8$ .

Конструктивні характеристики вторинного випромінювача: довжина  $3,95 \text{ м}$ , діаметр  $1,2 \text{ м}$ , товщина стінки  $10 \text{ мм}$ ; відстань від пальника до вторинного випромінювача  $1 \text{ м}$ .

Отримано результати числового моделювання у вигляді векторів швидкостей течії, розподілу статичного тиску, температури і концентрації кисню в характерних перерізах проточної частини котла та розподілу питомих потоків теплоти на поверхнях екранів для різних режимів роботи котла. Визначено аеродинамічну структуру факела, поле статичного і повного тиску, далекобійність та кут розкриття факела. Результати розрахунків дозволили визначити температурну неоднорідність газового потоку в об'ємі топкової середи. Для перевірки отриманих результатів використано нормативний метод [1].

Геометричну модель топки показано на рис. 2.

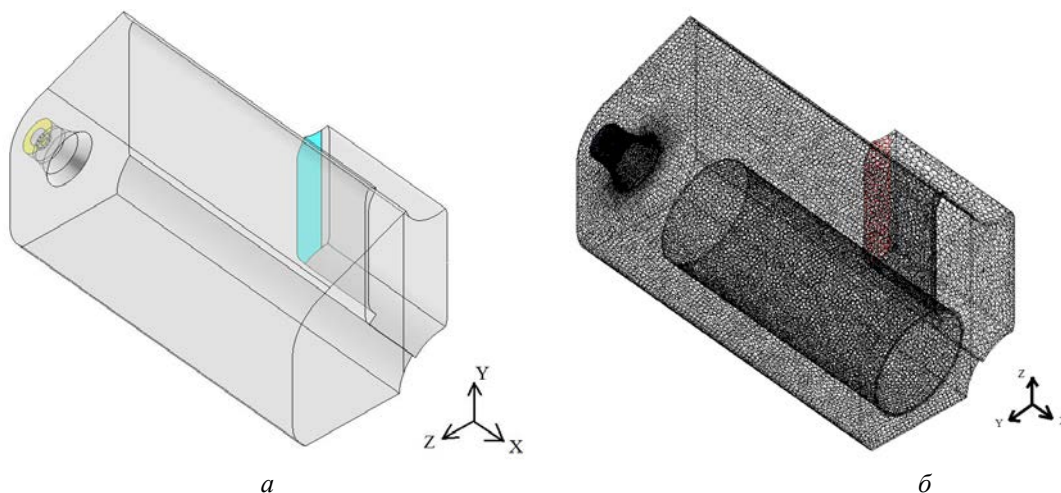


Рис. 2. Модель топки котла: а – розрахункова область (без вторинного випромінювача); б – розрахункова сітка (із вторинним випромінювачем)

**Основні результати та їх аналіз.** Результати числових розрахунків наведено на рис. 3–6. На рис. 3 показано поля температур паливних газів у вертикальному і горизонтальному перетинах. На рис. 4 показано зміну середньої температури газів за довжиною топки (круглими маркерами показано середні температури газів у п'ятих послідовно розташованих поперечних перерізах топки).

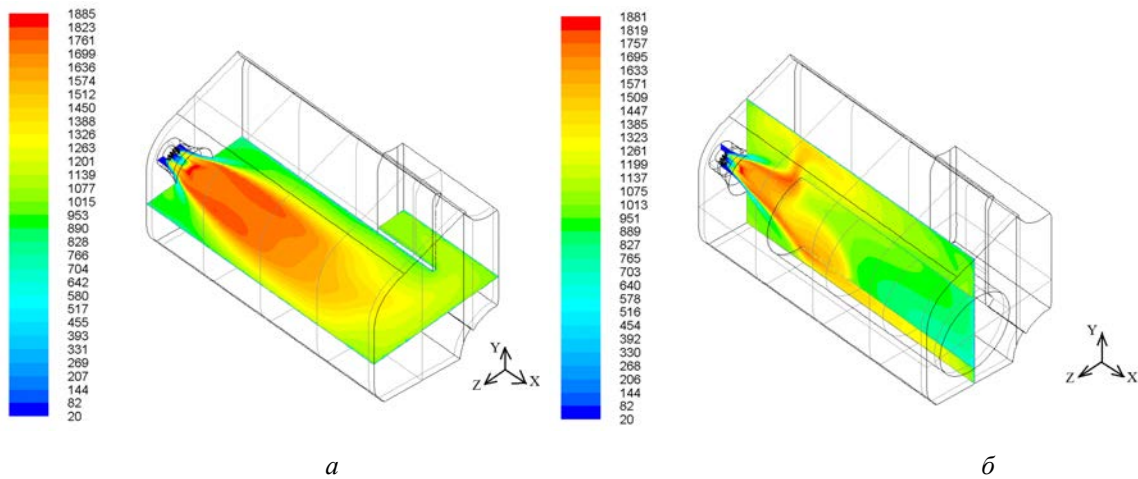


Рис. 3. Розподіл температури газового потоку в топці: а – у горизонтальній площині (без вторинного випромінювача); б – у вертикальній площині (із вторинним випромінювачем)

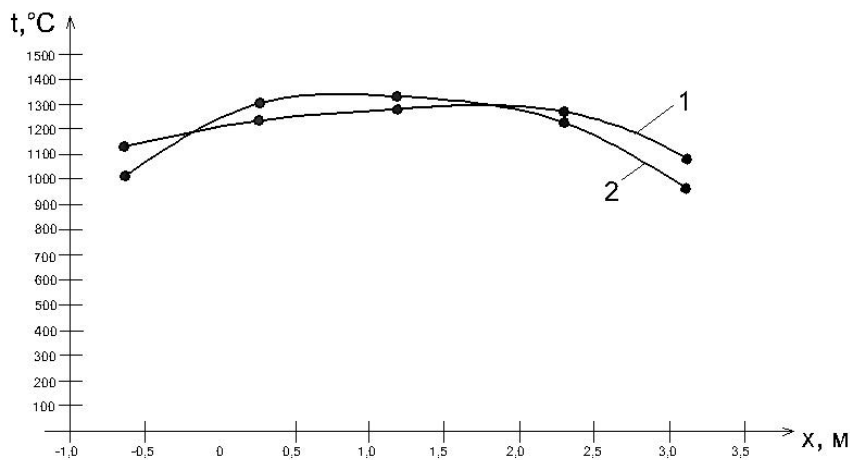


Рис. 4. Розподіл температури газового потоку за довжиною топки: 1 – без вторинного випромінювача; 2 – із вторинним випромінювачем.

Видно, що температура газів немонотонно змінюється за довжиною топки. Є явно виражена область в ядрі факела з температурою 1500–1700 °С. Біля фронтальної стіни топки температура газів становить близько 1015 °С. На виході з топки температура газового потоку знижується до 1070 °С. Протяжність фронту горіння сягає 3,5 м. У цій області відбувається займання та горіння газоповітряної суміші при температурі 1200–1300 °С. Ступінь вигорання палива, розрахована за значеннями концентрації  $\text{CH}_4$  на виході з топки, становить близько 90 %. В області за фронтом, де завершується горіння, температура становить 1060–1100 °С. На формування температурного поля топки впливають аеродинамічні умови руху топкових газів, режимні умови спалювання та організація кореня факела, що зумовлена конструкцією пальника.

У роботі [6] показано, що в жаротрубному котлі з реверсивним факелом збільшення параметра крутки ( $n > 1,4$ ; кут нахилу вихідний лопатки пальника  $\beta > 40^\circ$ ) призводить до підвищення температури в ядрі факела, а його положення зміщується до фронту котла, що призводить до збільшення температури відхідних газів на виході з котла.

Аналізуючи температурні поля в поздовжньо-вертикальній площині і поздовжньо-горизонтальній площині, видно, що найбільш рівномірним є розподіл температури газового потоку поблизу вторинного випромінювача.

Геометрія топкового об'єму впливає на інтенсивність робочих процесів. Тому потребує розв'язання актуальна задача проектування – узгодження геометрії топкового об'єму з габаритами факела. Як було зазначено вище, результати розрахунку температур газового потоку в топках

некруглих геометричних профілів і в топках з поперечним круглим перетином відрізняються. Інтенсифікується теплообмін зміною геометрії топкового об'єму з урахуванням процесів аеродинаміки, розподілу температурних градієнтів, швидкостей і повноти хімічних реакцій. Як показано в [7], вища інтенсивність теплосприйняття топки спостерігається для топок з геометричним профілем поперечного перерізу у вигляді вертикального еліпса.

Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є установка вторинних випромінювачів – твердих поверхонь [4]. Вторинні випромінювачі, отримуючи радіаційні теплові потоки селективного випромінювання газів і конвективні теплові потоки, передають теплоту повного спектра випромінювання та відбитого потоку теплоти екранним водотрубним пучкам. Зміна геометрії об'єму топки стабілізують процес горіння, збільшують тепловіддачу на 10–30 %, зменшують вихід оксидів азоту на 20–30 %, знижують температуру відхідних газів на 60–90 °С. Розподіли густини радіаційного теплового потоку стінками топки та за її довжиною показано на рис. 5 та 6 відповідно. Середнє значення теплового потоку топки котла ДКВР(ДЕ)-10/14 становить 186,8 кВт/м<sup>2</sup>.

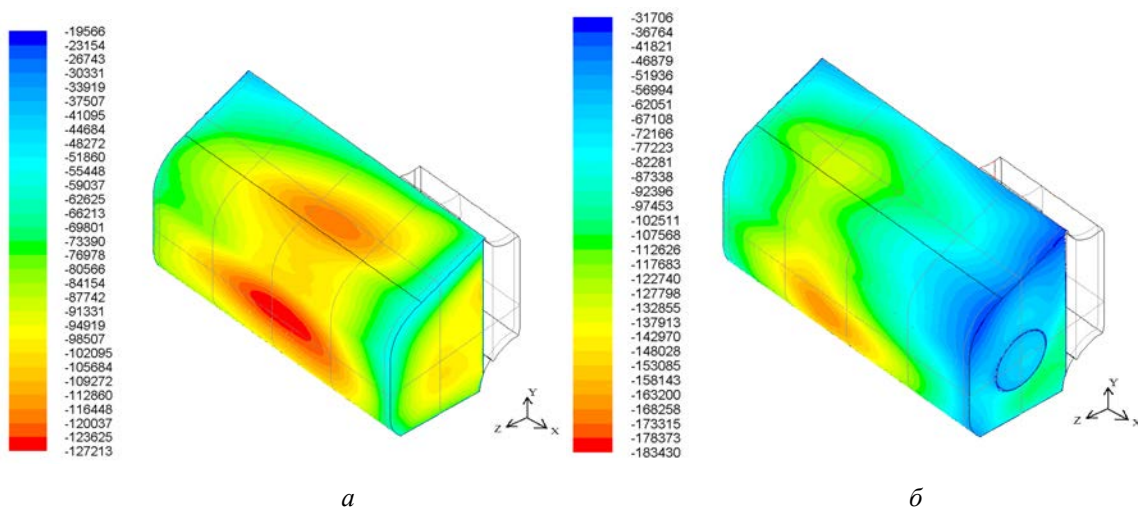


Рис. 5. Інтенсивність радіаційного теплового потоку на стінках (Вт/м<sup>2</sup>):  
а – без вторинного випромінювача; б – із вторинним випромінювачем

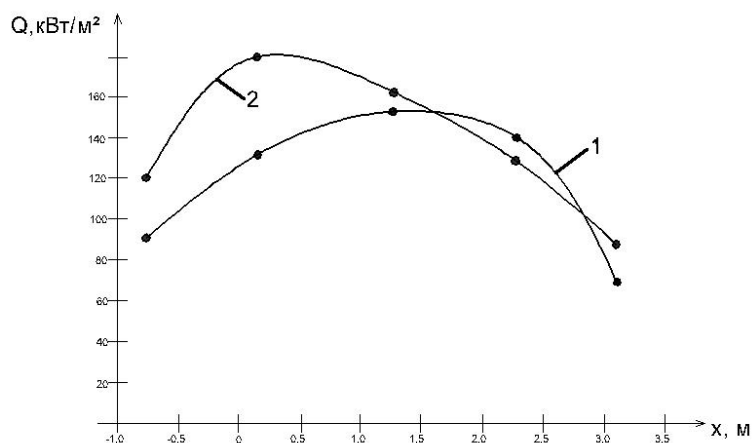


Рис. 6. Розподіл густини радіаційного теплового потоку на стінках за довжиною топки: 1 – без випромінювача; 2 – із випромінювачем

За високого ступеня неізотермічності холодніші пристінні шари топкових газів, що мають підвищену поглинальну здатність, екранують випромінювання центральних зон факела та зменшують густину радіаційного потоку. Тупикові трубчасті вторинні випромінювачі з реверсивним факелом мають перевагу порівняно з прямоструминними випромінювачами:

забезпечується більш рівномірне температурне поле в топці та розподіл густини теплового потоку за довжиною топки. При реверсивному русі топкових газів збільшується густина конвективного теплового потоку та зменшується створення оксидів азоту  $\text{NO}_x$ . Проте застосування вторинних випромінювачів із тупикової трубою та реверсним рухом газів потребує вирішення низки питань: підвищення потужності димососа або дуттьового вентилятора, тому що можливий передчасний розворот факела поблизу пальника або затягування факела до конвективної частини топки, форсованого теплового режиму та перегріву трубних пучків.

**Висновки:** Результати числового дослідження процесів теплообміну при спалюванні органічного палива показали ефективність розміщення вторинного трубчатого реверсивного випромінювача в об'ємі топки котла ДКВР(ДЕ)-10/14. Встановлено, що густина радіаційного теплового потоку збільшується на 15–20 %, температура топкових газів на виході з топки знижується та становить 970 °С. Габарити факела полум'я виключають його зіткнення з поверхнями екранних труб. У процесі спалювання паливо-повітряної суміші концентрація оксидів азоту на виході з топки котла не перевищує 125 мг/м<sup>3</sup>.

1. *Тепловой расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод.* – М.: Энергия, 1973. – 232 с.
2. Акопянц Б. Е. Недостатки конструкции промышленных котлов ДКВР-20-13 // *Новости теплоснабжения.* – 2000. – № 4. – С. 10–11.
3. Тайлашева Т. С. Анализ опыта эксплуатации котлов типа ДКВР // *Вестник науки Сибири.* – 2014. – № 3(13). – С. 11–15.
4. Басок Б. И., Демченко В. Г., Мартыненко М. П. Численное моделирование процессов аэродинамики в топке водогрейного котла с вторичным излучателем // *Промышленная теплотехника.* – 2006. – №1. – С. 17–22.
5. Герман М. Л., Бородуля В. А., Ноготов Е. Ф., Пальченко Г. И. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой // *Тепломассообмен ММФ-2000: Труды IV Минского Междунар. форума.* – Минск, 2000. Т. 2. – С. 21–30.
6. Хаустов С. А., Заворин А. С., Фисенко Р. Н. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом // *Известия Томского политехнического университета.* – 2013. – Т. 322. – № 4. – С. 43–47.
7. Михайлов А. Г. Методы расчёта теплообмена в топках котлов // *Омский научный вестник.* – 2008. – № 3(70). – С. 81–84.
8. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. *Вычислительная гидромеханика и теплообмен.* – М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с.
9. Jakobsen H. A. *Chemical Reactor Modeling.* – Springer, 2008. – 1244 p.
10. Peters N. *Turbulent combustion.* – Cambridge University Press, 2000. – 304 p.
11. Суржигов С. Т. *Тепловое излучение газов и плазмы.* – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 544 с.
12. Флетчер К. *Вычислительные методы в динамике жидкости.* – М.: Мир, 1991. – Т. 1. – 502 с.
13. Патанкар С. *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости.* – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.