

О. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСЬКИЙ, О. О. ПІКЕНІН, О. О. БІЛЕЦЬКИЙ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОТЛА ТИПУ ГМ-50 (Е-50-3,9-440ГМ) ПРИ РОБОТІ НА БІОГАЗІ

У статті вирішено актуальну науково-практичну задачу щодо обґрунтування технічної можливості та екологічної доцільності переведення парових котлів середньої потужності типу ГМ-50 (Е-50-3,9-440ГМ) на альтернативні види газоподібного палива. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю виконання вимог Директиви 2010/75/ЄС та Наказу Мінприроди № 541 щодо суттєвого зниження викидів забруднюючих речовин в умовах вичерпання розрахункового ресурсу парку котельного обладнання України. Метою роботи є встановлення закономірностей зміни теплотехнічних, екологічних та термомеханічних показників котла ГМ-50-1 при диверсифікації паливної бази та роботі на змінних навантаженнях. Методологія дослідження базується на використанні методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) у програмному комплексі ANSYS. Для апроксимації топочного простору використано гібридну скінченно-елементну сітку з високою щільністю розбиття вузлів у зоні активного горіння (*Relevance Center "Fine"*). Моделювання проведено для штатних вихрових пальників ГМГ-5.5 із застосуванням моделі турбулентно-хімічної взаємодії *Eddy-Dissipation Concept (EDC)*, що дозволило врахувати детальну кінетику реакцій окиснення багатокomпонентного біогазу. Наукова новизна отриманих результатів полягає у виявленні механізмів впливу баластного вуглекислого газу на структуру факела та інтенсивність теплообміну. Встановлено, що спалювання біогазу призводить до зниження пікових температур у паливні на 100 °С – 150 °С та «розмиття» ядра горіння, що забезпечує стабільне пригнічення термічного механізму утворення оксидів азоту (NO_x). Виявлено, що попри зниження температури факела, підвищений вміст трьохатомних газів у продуктах згорання інтенсифікує радіаційну складову теплообміну, забезпечуючи рівномірний розподіл локальних теплових потоків на екрани. Практична цінність роботи полягає у розробці верифікованої моделі, яка дозволяє прогнозувати термомеханічну надійність та залишковий ресурс барабанів-сепараторів котлів ГМ-50 при зміні паливної бази, забезпечуючи «м'який» тепловий режим роботи поверхонь нагріву.

Ключові слова: котел ГМ-50, біогаз, чисельне моделювання, CFD, оксиди азоту (NO_x), тепловий потік, декарбонізація, надійність поверхонь нагріву.

O. BARANYUK, A. RACHYNSKYI, O. PIKENIN, O. BILETSKYI RESEARCH OF THERMAL AND ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS OF THE GM-50 (N-50-3.9-440GM) BOILER TYPE WHEN OPERATING ON BIOGAS

This research paper delves in solving a current scientific and practical problem of substantiating the engineering opportunities and environmental feasibility of converting medium-power GM-50 (N-50-3.9-440GM) steam boilers to make them suitable for alternative types of gaseous fuel. The relevance of the study is conditioned by the need to meet the requirements of Directive 2010/75/EU and the Order of the Ministry of Natural Resources and Environment No. 541 on a significant reduction in pollutant emissions in the conditions of exhaustion of the estimated resource of the fleet of the boiler equipment available in Ukraine. The purpose of this research is to establish the patterns of change in the thermal, environmental and thermomechanical indicators of the GM-50-1 boiler when diversifying the fuel base and operating on variable loads. The research methodology is based on the use of computational fluid dynamics (CFD) methods in the ANSYS software package. To approximate the combustion space, a hybrid finite element mesh with a high density of node division in the active combustion zone (*Relevance Center "Fine"*) was used. The simulation was carried out for standard vortex GMG-5.5 burners using the model of turbulent chemical interaction *Eddy-Dissipation Concept (EDC)* that allowed us to consider the detailed kinetics of multicomponent biogas oxidation reactions. Results. The scientific novelty of the obtained results lies in identifying the mechanisms of the effect of ballast carbon dioxide on the structure of the flare and the intensity of heat exchange. It was established that the combustion of biogas results in a decrease in peak temperatures in the fuel by 100–150 °C and a “blurring” of the combustion core, which ensures stable suppression of the thermal mechanism of the formation of nitrogen oxides (NO_x). It was established that despite the decrease in the flare temperature, the increased content of triatomic gases in the combustion products intensifies the radiation component of heat exchange, ensuring a uniform distribution of local heat flows to the screens. Based on CFD modeling, it was established that the transition to biogas provides a more uniform temperature field and a decrease in the thermal stress of the metal. A high detoxifying ability of biofuel has been proved, which allows the GM-50 unit to meet modern environmental standards without the introduction of expensive purification systems. The absence of sharp peaks in thermal load minimizes thermomechanical stress in the separator-type drum, contributing to the extension of the residual resource of the boiler. The obtained verified model can be used for the development of regime maps for modernized energy facilities and for the prediction of the reliability of boiler equipment.

Key words: GM-50 boiler, biogas, numerical modeling, CFD, nitrogen oxides (NO_x), heat flow, decarbonization, and reliability of heating surfaces.

Вступ

Фундаментальну основу промислового енергетичного сектору України становлять об'єкти теплової генерації, значна частина яких оснащена паровими котлами типу Е-50-3,9-440ГМ (ГМ-50). Враховуючи вичерпання розрахункового паркового ресурсу цих агрегатів, актуальним постає питання обґрунтованого подовження терміну їх ек-

плуатації через технічне переоснащення. В умовах євроінтеграції України, згідно з Законом № 1678-VII [1] та Наказом Мінприроди № 541 [2], модернізація котлів ГМ-50 повинна відбуватися з дотриманням жорстких вимог Директиви 2010/75/ЄС щодо обмеження викидів забруднюючих речовин [3], [4].

Вагомий внесок у розробку вітчизняного паливовикористовуючого обладнання, адаптованого



© О. В. Баранюк, А. Ю. Рачинський, О. О. Пікенін, О. О. Білецький, 2026
Дослідницька стаття. Ця стаття поширюється за міжнародною ліцензією
Creative Commons Attribution (CC BY 4.0)

до таких агрегатів, зробили фахівці Інституту газу НАН України [5]. Розроблені ними подові щільніні пальники третього покоління та технології двосвітних екранів дозволяють забезпечити рівні емісії оксидів азоту (NO_x), що відповідають стандартам ЄС для котлів середньої потужності. Важливим і сучасним трендом на сьогоднішній день є використання біогазу як альтернативного палива. Згідно з прогнозами Сапегіна О., Гелетуки Г. та інших провідних експертів галузі [3], частка відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) в Україні до 2050 року може сягнути 91 %. У цьому контексті біогаз, що складається переважно з метану (50 % – 87 %) та вуглекислого газу (13 % – 50 %), розглядається як перспективна альтернатива природному газу для промислових котлів. Дослідження теплофізичних властивостей продуктів згоряння біогазу, проведені вітчизняними фахівцями, вказують на їх відмінність від еталонних показників на рівні 6 %, що вимагає коригування стандартних методик теплового розрахунку при модернізації котлів ГМ-50.

Досвід експлуатації енергетичних котлів, проаналізований у працях [6], [7], свідчить, що ефективним методом деноксифікації для агрегатів типу ДКВР та ГМ є впорскування пари в зону горіння, що забезпечує зниження викидів NO_x на 30 % без втрати ККД. Також було доведено, що спалювання біогазових сумішей (76 % CH₄ та 24 % CO₂) дозволяє досягти рівня NO_x у межах 63 – 76 мг/Нм³, що повністю відповідає нормативам для установок потужністю понад 1 МВт.

Сучасний аналіз складних процесів у паливних котлів ГМ-50, з використанням методів чисельного моделювання топочних процесів (зазвичай за допомогою програмного комплексу ANSYS CFD [8]) представлено в наукових працях [9], [10]. Вони спрямовані на впровадження прямого чисельного моделювання (DNS) з урахуванням детальної кінетики реакцій. Проте, як зазначають автори [11], при розрахунках великогабаритних топок точність результатів може знижуватися через складність адекватного відтворення радикально-ланцюгових механізмів термоокислення. У дослідженнях [12], [13] встановлено, що перехід до киснево-парового режиму горіння (O₂/H₂O) підвищує однорідність теплового потоку на стінках котла на 129,9 %. Дослідження [14] щодо спільного спалювання біогазу та вугілля в тангенціальних печах потужністю 300 МВт підтвердили монотонне зниження концентрації NO на виході зі збільшенням частки біопалива. Експериментальні оцінки, проведені авторами [15], вказують на зростання втрат від неповного згоряння при збільшенні частки CO₂ у біогазі. Водночас автори [16] обґрунтували переваги рециркуляції відпрацьованих газів (EGR) для реалізації режиму низькотемпературного горіння (MILD), що є критично важливим для мінімізації термічних напружень у трубній системі котлів ГМ-50. Для котлів із барботажем киплячим ша-

ром, за даними [17], оптимальною точкою подачі біогазу є перший ряд вхідних отворів вторинного повітря, що забезпечує максимальну стабільність горіння.

Мета роботи

Мета роботи – встановлення закономірностей проходження тепломасообмінних та екологічних процесів у паливній котла ГМ-50 при переході на біогенне паливо, а також наукове обґрунтування можливості його експлуатації у широкому діапазоні маневрування (40 % – 100 %) із забезпеченням нормативних показників надійності та екологічної безпеки.

Для досягнення мети було вирішено наступні завдання:

1 Розробити адекватну тривимірну математичну модель топочної камери з урахуванням конструктивних особливостей пальників ГМГ-5.5.

2 Провести порівняльний аналіз розподілу температурних полів та концентрацій оксидів азоту при спалюванні природного газу та біогазу.

3 Оцінити вплив баластного CO₂ на інтенсивність радіаційного теплообміну та локальні теплові навантаження екранних поверхонь.

4 Визначити вплив глибокого розвантаження котла на стабільність вигорання низькокалорійного палива та термомеханічну напруженість елементів конструкції.

Методологія дослідження ґрунтується на застосуванні сучасних методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) та чисельному інтегруванні системи стаціонарних рівнянь Нав'є–Стокса, осереднених за Рейнольдсом (RANS).

Методика дослідження

Для дослідження процесів тепломасообміну та горіння біогазу в паливній котла застосовано систему тривимірних рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії, осереднених за Рейнольдсом (RANS). Враховуючи специфіку палива (суміш CH₄ та CO₂), математичний опис процесу доповнено рівняннями переносу хімічних компонентів та моделями турбулентно-хімічної взаємодії.

Для моделювання використовувався склад біогазу очисних споруд Бортницької станції аерації в м. Києві. Цей біогаз містить 67,76 % CH₄; 31 % CO₂; 0,44 % O₂; 0,57 % N₂; 0,13 % H₂; 0,04 % H₂S.

Для дискретизації розрахункової області простору (рис. 1а) було застосовано гібридну скінченно-елементну сітку. Такий підхід дозволив забезпечити оптимальний баланс між точністю обчислень та економією обчислювальних ресурсів. Найвища щільність розбиття досягалася шляхом встановлення параметра *Relevance Center* у положення «Fine». Геометричні параметри моделі паливній враховують розташування вихрових газомазутних

пальників типу ГМГ-5.5 одиничною потужністю 5,5 МВт, тривимірну візуалізацію яких наведено на рис. 1б. Шляхом проведення серії тестових розрахунків було визначено таку щільність сітки, за якої подальше її подрібнення не призводить до зміни результатів моделювання.

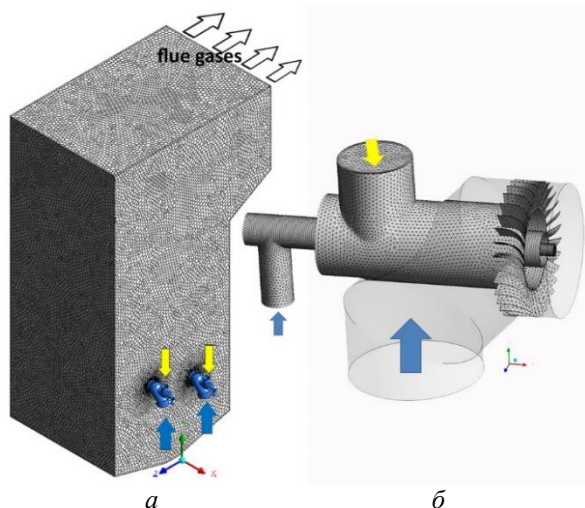


Рис. 1 – Розрахункова область задачі:
а – зображення скінчено-елементної сітки;
б – поздовжній переріз пальника ГМГ-5.5,
що використаний в моделі

Течія багатокомпонентного середовища описується рівнянням нерозривності та рівнянням Нав'є-Стокса [8]. Перенос енергії в зоні горіння враховує конвекцію, теплопровідність, дифузію компонентів та виділення теплоти внаслідок хімічних реакцій:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (u(\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda_{eff} \nabla T - \sum h_j J_j + \bar{\tau}_{eff} \cdot u) + S_h. \quad (1)$$

У контексті дослідження спалювання біогазу в котлі ГМ-50, воно описує, як теплота розподіляється в паливній та як локальні хімічні процеси змінюють температурне поле. В цьому рівнянні враховано конвективний перенос потоку енергії ($\nabla \cdot (u(\rho E + p))$), перенос тепла завдяки градієнту температур ($\lambda_{eff} \nabla T$), дифузійний перенос енергії $\sum h_j J_j$ – він описує перенос тепла, зумовлений дифузією самих хімічних речовин (компонентів j). Кожен компонент несе свою питому ентальпію h_j . У зоні горіння біогазу це дуже важливо, оскільки активна дифузія палива (CH_4 , H_2) у зону реакції супроводжується значним переносом енергії. Також врахована в'язка дисипація ($\bar{\tau}_{eff} \cdot u$) та джерело хімічного тепловиділення (S_h). Він розраховується як:

$$S_h = - \sum_j \left(\frac{h_j^0}{M_j} + \int_{T_{ref}}^T (C_p)_j dT \right) R_j, \quad (2)$$

де h_j^0 – стандартна ентальпія утворення j -го компонента при $T_{ref} = 298,15 \text{ K}$;

M_j – молярна маса компонента;

R_j – сумарна швидкість утворення/витрати j -го компонента внаслідок хімічних реакцій, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$;

$(C_p)_j$ – питома ізобарна теплоємність j -го компонента.

Параметр S_h декомпонується на три основні складові:

1) Тепловиділення від окиснення метану (CH_4). Це основний внесок у S_h (понад 99 % енергії). Оскільки метан у вашому біогазі складає 67,76 % об'єму, швидкість тепловиділення безпосередньо залежить від швидкості реакції R_{CH_4} , яка у свою чергу лімітується моделлю *Eddy-Dissipation Concept (EDC)*.

2) Тепловиділення від окиснення водню (H_2). Незважаючи на низьку концентрацію (0,13 %), водень має надзвичайно високу швидкість горіння та питому теплоту згоряння ($Q_{\text{H}_2} \approx 120 \text{ МДж/кг}$).

Враховання цього компонента дозволяє точніше змоделювати зону займання (*ignition zone*) біля виходу з пальника, оскільки водень виступає «запалом» для метану.

3) Тепловиділення від окиснення сірководню (H_2S). Внесок H_2S (0,04 %) у загальний тепловий баланс мінімальний, проте його враховання в члені S_h є принциповим для коректного розрахунку локальних температур у зонах, де починається утворення SO_2 . Вплив баласту (CO_2 та N_2) на S_h . Хоча вуглекислий газ (31 %) та азот (0,57 %) не дають позитивного внеску в S_h , вони відіграють роль «теплового стоку». Велика кількість CO_2 у зоні горіння поглинає частину енергії на свій нагрів: знижує локальну температуру (що зменшує S_h через температурну залежність швидкостей реакцій). Змінює теплоємність суміші $(C_p)_{mix}$, що входить у рівняння енергії.

Для завершення опису математичної моделі необхідно розкрити механізм розрахунку швидкості хімічних реакцій R_j , оскільки саме цей параметр пов'язує рівняння переносу енергії з газодинамікою потоку. Модель *Eddy-Dissipation Concept (EDC)* для розрахунку швидкостей реакцій.

Швидкість утворення або витрати компонента j у рівнянні енергії визначається за формулою:

$$R_j = \frac{\rho(\gamma^*)^2}{\tau^*(1 - (\gamma^*)^3)} (Y_j^* - Y_j), \quad (3)$$

де ρ – густина суміші;

Y_j^* – масова частка компонента після проходження реакції в «тонкій структурі» (розраховується за законом Арреніуса);

Y_j – поточна масова частка компонента в оточуючому середовищі;

γ^* – параметр, що характеризує об'ємну частку «тонких структур» (мікромасштаб турбулентності), де відбуваються хімічні реакції;

τ^* – часовий масштаб, протягом якого відбуваються реакції в цих структурах.

Це важливо для врахування інертного CO_2 : Модель *EDC* дозволяє фізично коректно врахувати присутність 31 % діоксиду вуглецю. Він не просто знижує температуру, а впливає на щільність енергетичного каскаду турбулентності та змінює час хімічної взаємодії τ^* .

Оскільки для H_2 значення Y_j^* у тонких структурах досягається майже миттєво, модель *EDC* чітко покаже, що водень згорає першим, створюючи умови для подальшого стабільного окиснення метану.

Для врахування ефектів завихрення потоку в паливкових пристроях використано *Realizable k-ε* модель турбулентності, яка демонструє високу точність при розрахунку вихрових течій. Радіаційний теплообмін, що відіграє ключову роль при спалюванні біогазу з високим вмістом CO_2 , описано моделлю дискретних ординат (*DO – Discrete Ordinates*), яка дозволяє розраховувати випромінювання в середовищах із різною оптичною густиною.

При описі рівняння (1) варто підкреслити, що λ_{eff} та J_j розраховуються з урахуванням турбулентних характеристик, отриманих з *Realizable k-ε* моделі. Це дозволяє вашій моделі коректно відтворювати структуру полум'я та зони максимальних теплових напружень на екранах котла.

Прогнозування емісії оксидів азоту реалізовано через розв'язання додаткових рівнянь переносу для концентрацій NO . Враховано механізм *Thermal* NO_x (за розширеною схемою Зельдовича) та механізм *Prompt* NO_x , що є актуальним для вуглеводневого полум'я. Вплив CO_2 у складі біогазу на пригнічення термічних NO_x враховується через зміну температурного поля паливни.

З метою порівняння енергетичної та екологічної ефективності котла ГМ-50 при переході на альтернативне паливо, встановлено наступні параметри розрахункової схеми:

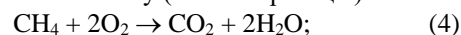
1) Вхід палива (*Fuel Inlet*): Для обох випадків задано граничну умову типу «*Mass Flow Inlet*» (масова витрата на вході). Природний газ: Склад прийнято як 100 % CH_4 (спрощена модель). Нижча теплота згоряння $Q_H^p = 35,8$ МДж/м³. Біогаз: Склад суміші прийнято у співвідношенні 67,76% CH_4 ; 31% CO_2 ; 0,44 % O_2 ; 0,57 % N_2 ;

0,13 % H_2 ; 0,04 % H_2S (за об'ємом). Нижча теплота згоряння суміші становить приблизно 21,5 МДж/м³. Температура палива 313 К (з урахуванням підігріву).

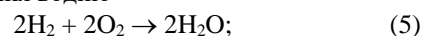
2) Подача повітря (*Air Inlet*). Гранична умова задана як «*Velocity Inlet*» (швидкість на вході) або «*Mass Flow Inlet*». Для моделювання процесу виділення теплоти та утворення продуктів згоряння використано багатокомпонентну модель палива.

При моделюванні в середовищі *ANSYS Fluent* складний механізм термоокислення декомпоновано на окремі елементарні стадії для кожного паливного компонента:

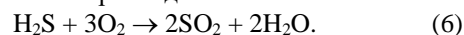
– окиснення метану (основна реакція)



– окиснення водню



– окиснення сірководню



Наявність у складі палива 31 % CO_2 та 0,57 % N_2 враховано як баластних компонентів, що не беруть участі в екзотермічних реакціях, але суттєво впливають на теплоємність суміші та адіабатну температуру полум'я. Вміст кисню в паливі (0,44 %) враховано при визначенні загального стехіометричного співвідношення для подачі дуттєвого повітря.

Для замикання системи рівнянь хімічної кінетики використано модель *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*, що дозволяє розраховувати швидкість реакції як мінімальне значення між арреніусівською швидкістю та швидкістю турбулентного змішування компонентів.

Оскільки у присутній водень (H_2), він згорає значно швидше за метан. Якщо ви використовуєте модель *Eddy-Dissipation*, *Fluent* автоматично врахує це через різницю в градієнтах концентрації.

Для точного налаштування граничної умови *Air Inlet* в *ANSYS Fluent* необхідно було розрахувати теоретично необхідний об'єм повітря V^0 для повного спалювання 1 м³ специфічного біогазу. Необхідну кількість кисню для кожного горючого компонента біогазу автори розраховували наступним чином:

Для метану ($\text{CH}_4 = 67,7\%$): На 1 моль CH_4 потрібно 2 моль O_2

$$V_{\text{O}_2\text{CH}_4} = 0,677 \cdot 2 = 1,354 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ палива.}$$

Для водню ($\text{H}_2 = 0,13\%$): На 1 моль H_2 потрібно 0,5 моля O_2

$$V_{\text{O}_2\text{H}_2} = 0,013 \cdot 0,5 = 0,00065 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ палива.}$$

Для сірководню ($\text{H}_2\text{S} = 0,04\%$): На 1 моль H_2S потрібно 1,5 моля O_2

$$V_{\text{O}_2\text{H}_2\text{S}} = 0,0004 \cdot 1,5 = 0,0006 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ палива.}$$

Біогаз уже містить 0,44 % кисню ($\text{O}_2 = 0,0044 \text{ м}^3/\text{м}^3$), тому кількість кисню, який потрібно подати ззовні ($V_{\text{O}_2}^{ext}$), становить:

$$V_{O_2}^{ext} = (1,354 + 0,00065 + 0,0006) - 0,0044 = 1,35085 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ палива.}$$

Враховуючи, що вміст кисню в повітрі становить 21 % теоретичний об'єм повітря (V^0) становив $V^0 = 1,35085/0,21 \approx 6,433 \text{ м}^3$ повітря на 1 м^3 біогазу.

При моделюванні в *Fluent* для котла ГМ-50 в роботі автори прийняли коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,05$, тоді дійсна витрата повітря складе

$$V^{real} = 6,433 \cdot 1,05 = 6,755 \text{ м}^3 \text{ повітря на } 1 \text{ м}^3 \text{ палива.}$$

Для використання граничної умови *Mass Flow Inlet* визначили масову витрату палива (m_{fuel} , кг/с) виходячи з потужності пальника і масову витрату повітря (m_{air} , кг/с) за формулою:

$$m_{air} = m_{fuel} \frac{V^{real} \rho_{air}}{\rho_{biogas}}, \quad (7)$$

де $\rho_{air} \approx 1,225 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{biogas} \approx 1,11 \text{ кг/м}^3$ (розраховано при н.у.)

Порівняно з природним газом (де $V^0 \approx 9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$), для біогазу потрібно на 32 % менше повітря. Це означає, що при модернізації котла ГМ-50 під біогаз навантаження на дуттьові вентилятори зменшаться, але швидкість виходу суміші з пальника може змінитись, що вплине на довжину факела.

Повітря подається після повітропідігрівника з температурою 423 К (150 °С). Оскільки біогаз містить менше метану на одиницю об'єму палива, масова витрата повітря для біогазу при однаковій витраті суміші палива повинна бути перерахована відповідно до стехіометричного відношення для забезпечення стабільного горіння.

3) Стінки паливні (*Walls*)

Для стінок екранних труб задано граничну умову типу «*Wall*» у якості фіксованої температури стінки або коефіцієнт теплопередачі. *Emissivity* (Ступінь чорноти) для зашлакованих стінок ϵ прийнято на рівні 0,8.

4) Вихід димових газів (*Pressure Outlet*)

На виході з паливні (у площині фєстону) встановлено умову «*Pressure Outlet*»: *Static Pressure*: 0 Па (надлишковий тиск відносно атмосферного). *Backflow Temperature*: 1200 – 1300 К (температура газів на виході для запобігання проблемам зі збіжністю при зворотному тоці).

Обговорення результатів

Порівняльний аналіз температурних полів (рис. 2) демонструє суттєву трансформацію структури факела при переході на альтернативне паливо. А саме, при спалюванні природного газу (рис. 2а) спостерігається виражене ядро горіння з високою локальною концентрацією температур. Пікові значення досягають максимуму в зоні активного

окиснення метану, що характерно для висококалорійних газів. У випадку біогазу (рис. 2б) температурне поле характеризується більшою рівномірністю («розмиттям» ядра). Наявність баластного вуглекислого газу в складі біопалива діє як тепловий демпфер, що призводить до зниження адіабатної температури горіння та зменшення пікових значень температури на 100 °–150 °С. Це створює сприятливі умови для зменшення термічних напружень у просторі паливні.

Розподіл NO_x (рис. 3) корелює з температурним профілем паливні, підтверджуючи домінування термічного механізму утворення оксидів азоту (за Зельдовичем). Природний газ (рис. 3а) зумовлює інтенсивну генерацію NO_x у зонах із найвищою температурою, що створює значне екологічне навантаження. Біогаз (рис. 3б) демонструє значне пригнічення процесу утворення оксидів азоту. Зниження локальних температур у ядрі факела та розбавлення реагуючої суміші баластними газами дозволяє суттєво скоротити масовий вихід NO_x . Це підтверджує екологічну доцільність використання біогазу як інструменту деноксифікації димових газів без застосування вторинних методів очистки.

Візуалізація полів концентрації вуглекислого газу (CO_2) (рис. 4) дозволяє простежити динаміку вигорання палива та поширення продуктів згоряння. У випадку природного газу (рис. 4а) вуглекислий газ з'являється лише в результаті хімічних реакцій окиснення вуглеводнів, тому його концентрація мінімальна на зрізі пальника і зростає вздовж траєкторії факела. Для біогазу (рис. 4б) характерна наявність CO_2 вже у вхідному потоці палива. Це спричиняє вищу загальну концентрацію вуглекислоти в об'ємі паливні. Підвищений вміст триатомних газів (CO_2 , H_2O) інтенсифікує радіаційний теплообмін, що є важливим чинником компенсації нижчої температури горіння біопалива.

Розподіл теплових потоків на стінках топки (рис. 5) є ключовим для оцінки надійності трубної системи котла ГМ-50-1.

Природний газ (рис. 5а) генерує високі локальні теплові навантаження в зоні активного факела, що при тривалій експлуатації або порушенні водного режиму може призводити до перегріву металу екранних труб. Біогаз (рис. 5б) забезпечує більш рівномірний («м'який») розподіл теплових потоків по поверхні екранів. Попри зниження максимальних значень потоку, інтегральне теплосприйняття залишається стабільним завдяки посиленню променистої складової теплообміну. Такий режим роботи сприяє подовженню залишкового ресурсу поверхонь нагріву та мінімізації ризиків малоциклової втоми металу барабана-сепаратора.

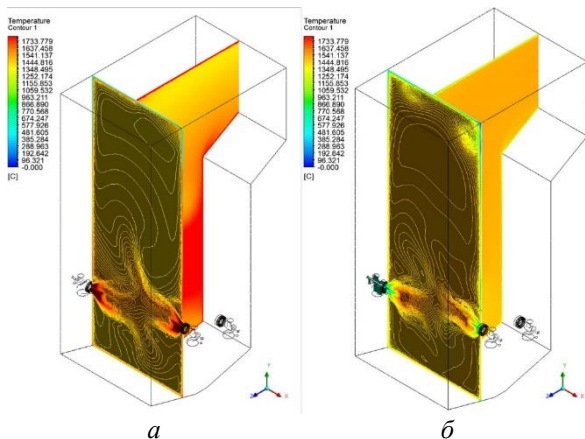


Рис. 2 – Температурне поле паливні котла ГМ-50-1: а – у випадку спалювання природного газу; б – біогазу

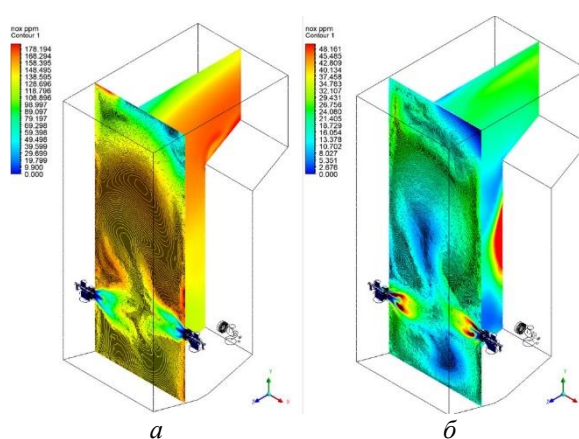


Рис. 3 – Розподіл окислів азоту (NO_x) в середині паливні котла ГМ-50-1: а – у випадку спалювання природного газу; б – біогазу

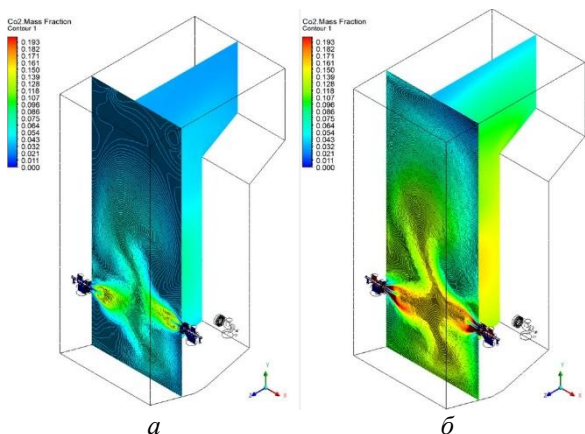


Рис. 4 – Розподіл масових часток вуглекислого газу (CO₂) в середині паливні котла ГМ-50-1: а – у випадку спалювання природного газу; б – біогазу

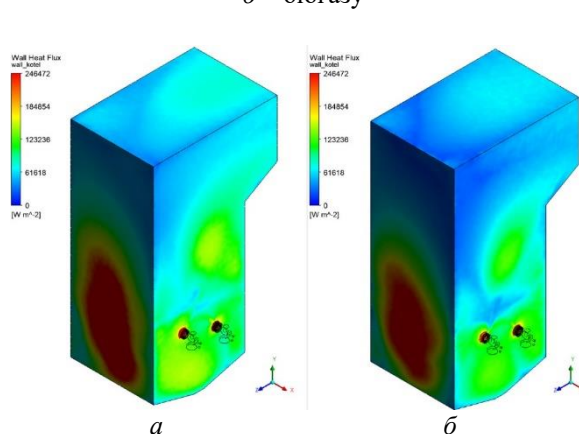


Рис. 5 – Розподіл локальних теплових потоків на стінках паливні котла ГМ-50-1: а – у випадку спалювання природного газу; б – біогазу

Висновки

На основі результатів чисельного CFD-моделювання процесів тепломасообміну та горіння в паливні котла ГМ-50-1 при диверсифікації паливної бази зроблено наступні висновки:

1) Встановлено, що перехід з природного газу на біогаз призводить до зниження пікових температур у ядрі факела на 100 °С – 150 °С. Це зумовлено баластною дією діоксиду вуглецю (CO₂), який поглинає частину теплоти згоряння, забезпечуючи більш рівномірне температурне поле та зниження термічної напруженості простору паливні.

2) Підтверджено високу деноксифікаційну здатність біогазового палива. Завдяки пригніченню термічного механізму утворення оксидів азоту в зонах знижених локальних температур, емісія NO_x суттєво скорочується порівняно зі спалюванням природного газу. Це дозволяє забезпечити відповідність агрегату ГМ-50 сучасним екологіч-

ним стандартам без впровадження дороговартісних систем очищення димових газів.

3) Виявлено, що підвищений вміст трьохатомних газів у продуктах згоряння біогазу інтенсифікує радіаційний теплообмін. Це дозволяє компенсувати зниження температури факела та підтримувати необхідний рівень теплосприйняття екранними поверхнями, що є критично важливим для збереження номінальної паропродуктивності котла.

4) Аналіз локальних теплових потоків показав, що спалювання біогазу забезпечує «м'якший» тепловий режим роботи екранних труб. Відсутність різких піків теплового навантаження знижує ризики локальних перегрівів металу та мінімізує термомеханічні напруження в барабані-сепараторі, що сприяє подовженню залишкового ресурсу котла понад розрахунковий термін.

5) Отримана чисельна модель паливні котла ГМ-50-1 та результати її верифікації можуть бути використані для розробки режимних карт модерні-

зованих енергетичних об'єктів при їх переведенні на альтернативні види газу, а також для прогнозування термомеханічної надійності котельного обладнання.

Інформація щодо наборів даних

Набори даних, використані у цьому дослідженні, є загальнодоступними.

Заява про внесок авторів

Баранюк О. В.: концептуалізація, методологія, написання — початковий варіант.

Рачинський А. Ю.: збір та обробка даних, формальний аналіз.

Пікенін О. О.: пошук, огляд та аналіз інформаційних джерел.

Білецький О. О.: перевірка результатів, написання — рецензування та редагування.

Усі автори ознайомилися з остаточною версією рукопису та погодилися з її публікацією.

Заява щодо фінансування та подяки

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Заява щодо конфлікту інтересів

Автори заявляють про відсутність конфлікту інтересів.

Заява щодо використання інструментів штучного інтелекту

Інструменти штучного інтелекту не використовувалися.

Список літератури

1. Угода про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони // Закон України. – 2014. – № 1678-VII від 16.09.2014. – URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_011#Text (дата звернення 23.04.2026).
2. Про затвердження технологічних нормативів допустимих викидів забруднюючих речовин із теплосилових установок, номінальна теплова потужність яких перевищує 50 МВт / Міністерство охорони навколишнього природного середовища України. – Наказ № 541 від 22.10.2008 р. – URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1110-08> (дата звернення 23.04.2026).
3. Сапегін О. Аналіз розвитку відновлюваних джерел енергії в Україні до 2050 року : звіт / О. Сапегін, Г. Гелетуха та ін. – Київ, 2021. – 84 с.
4. Директива європейського парламенту і ради (ЄС) 2015/2193 від 25 листопада 2015 року про обмеження викидів у повітря певних забрудників від середніх спалювальних установок / Офіційний вісник Європейського Союзу. – Чинний від 25.11.2015. – URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_022-15#Text%2%A0 (дата звернення 23.04.2026).
5. Лавренцов Є. М. Досвід розробки, впровадження та модернізації водогрійних котлоагрегатів з двосвітними екранами та щільними подовими пальниками / Є. М. Лавренцов, І. Я. Сігал, А. В. Сміхула, Е. П. Домбровська, О. С. Кернажицька, О. В. Марасін // Енерготехнології та ресурсозбереження. – 2019. – № 3. – С. 17–26. – DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.3.2019.02>.
6. Szkarowski A. Obniżenie emisji tlenków azotu z kotłów DKVR / A. Szkarowski, S. Janta-Lipińska, R. Gawin // Annual Set The Environment Protection. – 2016. – Vol. 18, No. 1. – PP. 565–

578. – ISSN 1506-218X. – URL: <https://sdr.tu.koszalin.pl/info/article/KUT40c8e2c5c27e45df926faa1a1012dbd9/> (дата звернення 23.04.2026).
7. Smikhula A. V. Reducing nitrogen oxides emissions at gas combustion in existing high-capacity boilers / A. V. Smikhula, I. Ya. Sigal, O. V. Marasin, O. V. Horbunov // Енерготехнології та ресурсозбереження. – 2025. – Vol. 85, No. 4. – PP. 127–136. – DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.4.2025.09ISSN2413-7723>.
8. ANSYS Найкращі інструменти для інженерних розрахунків. – URL: <https://www.ansys.soften.com.ua> (дата звернення 23.04.2026).
9. Aspden A. J. Three-dimensional direct numerical simulation of turbulent lean premixed methane combustion with detailed kinetics / A. J. Aspden, M. S. Day, J. B. Bell // Combustion and Flame. – 2016. – Vol. 166. – PP. 266–283. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2016.01.027>.
10. Haiou W. Direct numerical simulation of a high Ka CH₄/air stratified premixed jet flame / W. Haiou, E. R. Hawkes, B. Savard, C. Jacqueline H. // Combustion and Flame. – 2018. – Vol. 193. – PP. 229–245. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2018.03.025>.
11. Chen W. Numerical Investigation on the Flow, Combustion and NO_x Emission Characteristics in a 10 MW Premixed Gas Burner / W. Chen, G. Liu // The Open Fuels & Energy Science Journal. – 2015. – Vol. 8, Is. 1. – PP. 1–13. – URL: <https://scispace.com/papers/numerical-investigation-on-the-flow-combustion-and-nox-3liaio4a7j> (дата звернення 23.04.2026).
12. Trisjono P. Large Eddy Simulation of Stratified and Sheared Flames of a Premixed Turbulent Stratified Flame Burner Using a Flamelet Model with Heat Loss / P. Trisjono, K. Kleinheinz, H. Pitsch, S. Kang // Flow, Turbulence and Combustion. – 2014. – Vol. 92. – PP. 201–235. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s10494-013-9522-4>.
13. Shang X. Numerical Study on Combustion Characteristics of Biogas Cocombustion in a 300MW Coal-Fired Boiler Furnace / X. Shang, J. Xie, J. Chen, Y. Gu // ACS Omega. – 2024. – Vol. 9, Is. 18. – PP. 20378–20387. – DOI: <https://doi.org/10.1021/acsomega.4c00885>.
14. Hosseini S. E. Development of biogas combustion in combined heat and power generation / S. E. Hosseini, M. A. Wahid // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2014. – Vol. 40. – PP. 868–875. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.204>.
15. Ertesvåg I. S. Exergy analysis of a negative CO₂ emission gas power plant based on water oxy-combustion of syngas from sewage sludge gasification and CCS / I. S. Ertesvåg, P. Madejski, P. Ziółkowski, D. Mikieliewicz // Energy. – 2023. – Vol. 278. – Paper No. 127690. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127690>.
16. Noor M. M. Design and Development of MILD Combustion Burner / M. M. Noor, A. P. Wandel, T. Yusaf // Journal of Mechanical Engineering and Sciences. – 2013. – Vol. 5, Is. 1. – PP. 662–677. – DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.5.2013.13.0064>.
17. Siri V. Biogas Feeding Position for Co-Firing with Biomass in Bubbling Fluidized Bed Boiler using Computational Fluid Dynamics / V. Siri, P. Kitisomkiat, D. Thiemsakul, Yuqing Feng, T. Pumchumpol, S. Prukmahachaikul, B. Chalermainsuwan, P. Piumsomboon // CFD Letters. – 2025. – Vol. 17, No. 6. – PP. 69–80. – DOI: <https://doi.org/10.37934/cfdl.17.6.6980>.

References (transliterated)

1. (2014), *Uгода pro asociaciju mizh Ukraïnoju, z odnijeï storony, ta Jevropejs'kym Sojuzom, Jevropejs'kym spivtovarystvom z atomnoi' energii' i i'hnimy derzhavamy-chlenamy* [Association Agreement between the European Union and its Member States, of the one part, and Ukraine, of the other part], no. 1678-VII, Ukraine, Access mode: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_011#Text (accessed 23 April 2026).

2. Ministry of Environmental Protection of Ukraine (2008), *Pro zatverdzhennja tehnologichnyh normatyviv dopustymykh vykydiv zabrudnjujuchykh rečovyn iz teplosylovyh ustanovok, nominal'na teplova potuzhnist' jakykh perevyshhuje 50 MVt* [On approval of technological standards of allowable emissions of pollutants from thermal power plants with a nominal thermal capacity exceeding 50 MW], no. 541, Ukraine, Access mode: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1110-08> (accessed 23 April 2026).
3. Sapehin O., Heletukha H. et al. (2021), *Analysis of the development of renewable energy sources in Ukraine until 2050: report*, Kyiv, Ukraine.
4. (2015), "Directive (EU) 2015/2193 of the European Parliament and of the Council of 25 November 2015 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from medium combustion plants", *Official Journal of the European Union*, Ukraine, Access mode: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_022-15#Text%2%A0 (accessed 23 April 2026).
5. Lavrentsov, E. M., Sigal I. Ya., Smikhula A. V., Dombrowska E. P., Kernazhytska O. S., Marasin O. V. (2019), "Experience of Development, Implementation and Modernization of Hot Water Supply Boilers with Dual-Screens and the Slot Bottom Burners", *Energy Technologies & Resource Saving*, no. 3, pp. 17–26. <https://doi.org/10.33070/etars.3.2019.02>.
6. Szkarowski A., Janta-Lipińska S., Gawin R. (2016), "Obniženie emisji tlenków azotu z kotłów DKVR", *Annual Set The Environment Protection*, vol. 18, no. 1, pp. 565–578, ISSN 1506-218X, Access mode: <https://sdr.tu.koszalin.pl/info/article/KUT40c8e2c5c27e45df926faa1a1012dbd9/> (accessed 23 April 2026).
7. Smikhula A. V., Sigal I. Ya., Marasin O. V., Horbunov O. V. (2025), "Reducing nitrogen oxides emissions at gas combustion in existing high-capacity boilers", *Energy Technologies & Resource Saving*, vol. 85, no. 4, pp. 127–136, <https://doi.org/10.33070/etars.4.2025.09ISSN 2413-7723>.
8. (2026), *ANSYS: The Best Tools for Engineering Calculations*, Access mode: <https://www.ansys.soften.com.ua> (accessed 23 April 2026).
9. Aspden, A. J., Day M. S., Bell J. B. (2016), "Three-dimensional direct numerical simulation of turbulent lean premixed methane combustion with detailed kinetics", *Combustion and Flame*, vol. 166, pp. 266–283. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2016.01.027>.
10. Haiou W., Hawkes E. R., Savard B., Jacqueline H. C. (2018), "Direct numerical simulation of a high Ka CH₄/air stratified premixed jet flame", *Combustion and Flame*, Vol. 193, PP. 229–245, <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2018.03.025>.
11. Chen W., Liu G. (2015), "Numerical Investigation on the Flow, Combustion and NO_x Emission Characteristics in a 10 MW Premixed Gas Burner", *The Open Fuels & Energy Science Journal*, vol. 8, is. 1, pp. 1–13, Access mode: <https://scispace.com/papers/numerical-investigation-on-the-flow-combustion-and-nox-3liaio4a7j> (accessed 23 April 2026).
12. Trijono P., Kleinheinz K., Pitsch H., Kang S. (2014), "Large Eddy Simulation of Stratified and Sheared Flames of a Premixed Turbulent Stratified Flame Burner Using a Flamelet Model with Heat Loss", *Flow, Turbulence and Combustion*, vol. 92, pp. 201–235, <https://doi.org/10.1007/s10494-013-9522-4>.
13. Shang X., Xie J., Chen J., Gu Y. (2024), "Numerical Study on Combustion Characteristics of Biogas Cocombustion in a 300MW Coal-Fired Boiler Furnace", *ACS Omega*, vol. 9, is. 18, pp. 20378–20387, <https://doi.org/10.1021/acsomega.4c00885>.
14. Hosseini S. E., Wahid M. A. (2014), "Development of biogas combustion in combined heat and power generation", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 40, pp. 868–875, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.204>.
15. Ertesvåg I. S., Madejski P., Ziółkowski P., Mikieliewicz D. (2023), "Exergy analysis of a negative CO₂ emission gas power plant based on water oxy-combustion of syngas from sewage sludge gasification and CCS", *Energy*, vol. 278, paper no. 127690, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127690>.
16. Noor M. M., Wandel A. P., Yusaf T. (2013), "Design and Development of MILD Combustion Burner", *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, vol. 5, is. 1, pp. 662–677, <https://doi.org/10.15282/jmes.5.2013.13.0064>.
17. Siri V., Kitisomkiat P., Thiemsakul D., Feng Y., Pumchumpol T., Prukmahachaikul S., Chalermisnuwan B., Piumsomboon P. (2025), "Biogas Feeding Position for Co-Firing with Biomass in Bubbling Fluidized Bed Boiler using Computational Fluid Dynamics", *CFD Letters*, vol. 17, no. 6, pp. 69–80, <https://doi.org/10.37934/cfdl.17.6.6980>.

Надійшла (received) 20.02.2026
 Прийнята (accepted) 18.03.2026
 Публікація (published) 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Баранюк Олександр Володимирович (Baranyuk Oleksandr) – канд. техн. наук, доцент, КПП ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики; науковий співробітник Інститут теплоенергетичних технологій (ІТЕТ), Національної академії наук (НАН) України, м. Київ; тел.: (067) 379-80-69; e-mail: olexandr.baranyuk@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>.

Рачинський Артур Юрійович (Rachynskiy Artur) – канд. техн. наук, доцент, КПП ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики; м. Київ; тел.: (098) 981-55-75; e-mail: arturrachynskiy@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-1517>.

Пікенін Олексій Олександрович (Pikenin Olexsiy) – старший викладач, Навчально-науковий інститут аерокосмічних технологій, КПП ім. Ігоря Сікорського, кафедра космічної інженерії; м. Київ; тел.: (098) 323-41-73; e-mail: pikenin.work@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2602-4708>.

Білецький Олег Олександрович (Biletskyi Oleh) – канд. техн. наук, доцент, КПП ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теоретичної електротехніки; м. Київ; тел.: (073) 141-28-88; e-mail: biletsky27@gmail.com. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8513-6553>.