

УДК 662.636

МОДЕЛЮВАННЯ ГОРІННЯ ПЕЛЕТ У КОТЛАХ ПОТУЖНІСТЮ ДО 25 КВт

Баранюк О.В.¹, канд. техн. наук, **Сірий О.А.²**, канд. техн. наук, **Веремійчук Г.М.³**, аспірантка, **Лисенко О.М.⁴**, канд. техн. наук

¹Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, доцент, aleksandrW@i.ua, <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>

²Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги 37, Київ, 03056, Україна, oasiryi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5811-9037>

³Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, averemiiichuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-1893-3637>

⁴Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", просп. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, lisenko_oks@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-3981-9796>

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.11>

В роботі наведено результати розрахунку горіння пелет за допомогою скінчено-елементних CFD-моделей котла і пальника в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent. При моделюванні складових тензора напруг Рейнольдса, використовувався підхід Буссінеска, для замикання осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса використовувалась Realizable k-модель турбулентності.

Порівняння результатів чисельного моделювання з власними експериментальними даними показує задовільне співпадіння і підтверджує можливість використання обраної моделі для системи пальник-котел.

Проведені дослідження в подальшому можуть бути використані для підвищення ефективності горіння при спалюванні пелетного біопалива та модернізації пальників котлів малої потужності комунальної та промислової теплоенергетики, соціально-бюджетної сфери, індивідуально-побутового сектора.

The paper presents the results of pellet combustion calculations using finite-element CFD models of the boiler and burner in the ANSYS-Fluent software environment. When modeling the components of the Reynolds stress tensor, the Boussinesq approach was used, and the Realizable k-model of turbulence was used to close the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations.

A comparison of the numerical simulation results with our own experimental data shows a satisfactory match and confirms the possibility of using the selected model for the burner-boiler system.

In the future, the conducted research can be used to increase the combustion efficiency when burning pellet biofuel and to modernize the burners of low-power boilers of communal and industrial heat energy, the social-budgetary sphere, and the individual household sector.

Бібл. 13, рис. 8.

Ключові слова: біопаливо, пелети, горіння, пальник, температура, побутовий котел.

Вступ. Основною метою дослідження є розробка, вдосконалення та впровадження пальників для спалювання пелет сільськогосподарського походження, визначення основних закономірностей процесу їх горіння й дослідження впливу режимних параметрів на розподіл температур в топковій камері котла малої потужності і загальної температури теплоносія.

При спалюванні рослинних пелет існує ряд проблем, головними з яких є досягнення глибокого вигорання палива і запобігання ефектам утворення склоподібної золи [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень показує, що для спалювання недревної біомаси у побутових котлах з низьким рівнем викидів,

високою ефективністю згорання та надійністю в експлуатації, необхідні модифікації традиційної системи спалювання біомаси. Розробка нової/вдосконаленої системи горіння може бути прискорена за допомогою чисельного моделювання. Чисельні методи зазвичай використовуються для дослідження різних підходів і заходів щодо зменшення викидів забруднюючих речовин від систем спалювання біомаси, особливо у великих або промислових котлах [3]. Чисельне моделювання часто є ефективним при аналізі теплопередачі та полів температури димових газів [4]. Важливо зазначити, що не завжди чисельні результати досліджень надійні, щоб гарантувати виконання відповідних стандартів ЄС [5] та директив в процесі експлуатації. Тому для забезпе-

чення достовірності результатів чисельні дослідження поєднуються з експериментальними вимірюваннями. Чисельна частина дослідження стосується моделювання процесу спалювання біомаси, а вхідні дані для моделювання отримують з експериментальних вимірювань. Деяким недоліком маломасштабної технології спалювання біомаси є викиди твердих частинок [6].

Дане дослідження та моделювання проводилось для процесу горіння деревних гранул, рослинних гранул з соломи ріпаку та гранул з бурякового жому. У дослідженні [7] були проаналізовані газоподібні викиди та викиди твердих частинок, що утворюються при спалюванні чистого відпрацьованого кавового осаду та змішаного з сосною тирсою (50/50 % маси) в побутовому котлі на пелетах. Стосовно викидів твердих частинок зроблено висновок, що вони у 3,5 рази вищі порівняно з сумішшю та в 10,3 рази вищі порівняно з гранулами чистої соснової тирси. Для порівняння: типові викиди твердих частинок при спалюванні сертифікованих та несертифікованих деревних пелет коливаються від 21,9 до 110 мг/м³ при 10% O₂ в сухих димових газах [8]. Крім більших викидів забруднюючих речовин, спалювання агропелет супроводжується високим вмістом золи та низькою температурою її плавлення. Так, в роботі [9] показано, що гранули з пшеничної соломи через високий вміст золи та низьку температуру плавлення золи непридатні для побутового застосування. Цей висновок узгоджується з дослідями авторів [10] щодо використання гранул, які складаються з чистої пшеничної соломи. Більш детальну інформацію про загальні проблеми, пов'язані з особливостями горіння біопелет, можна знайти у роботі авторів [11].

Формулювання цілі. Дослідження направлено на вдосконалення існуючих та розробку інноваційних пальників, з метою їх ефективної інтеграції до більшості існуючих котлів, із забезпеченням високої теплової ефективності та дотриманням відповідних екологічних вимог. Методи дослідження: чисельні із застосуванням сучасних комп'ютерних засобів моделювання гідродинаміки, теплообміну і горіння та експериментальні – на діючому устаткуванні системи індивідуального опалення.

Опис методики проведення дослідження. Дослідження спалювання пелет аграрного походження проводилось на експериментальній установці на основі твердопаливного котла з пелетним пальником [12].

З метою дослідження процесів, що відбуваються під час спалювання біомаси в вище згаданому пелетному пальнику, була створена CFD-модель системи котельно-пелетний пальник, яку реалізовано засобами комерційного пакету ANSYS-Fluent (рис. 1).

Скінчено-елементна сітка моделі враховує розвиток прилежового шару на всіх твердотільних поверхнях котла. Область поза прилежовим шаром моделювалась за допомогою нерівномірної тетраедричної сітки (рис. 2).

Після конвертації моделі в Fluent є можливість заощадити об'єм оперативної пам'яті комп'ютера при проведенні розрахунків шляхом об'єднання тетраедричних скінчених елементів в шестигранні. При цьому скошеність (Skewness) не перевищувала 0,8, а співвідношення сторін (AspectRatio) кінцевих елементів не перевищувало 40 (рис. 3).

Методика CFD-моделювання. Відомо, що явища переносу імпульсу і маси в хімічно реагуючих потоках описуються досить складною нелінійною системою рівнянь в часткових похідних. Ця система містить рівняння нерозривності, осереднені по Рейнольдсу рівняння збереження енергії, імпульсу і маси (Нав'є-Стокса), а також рівняння переносу *i*-го компонен-

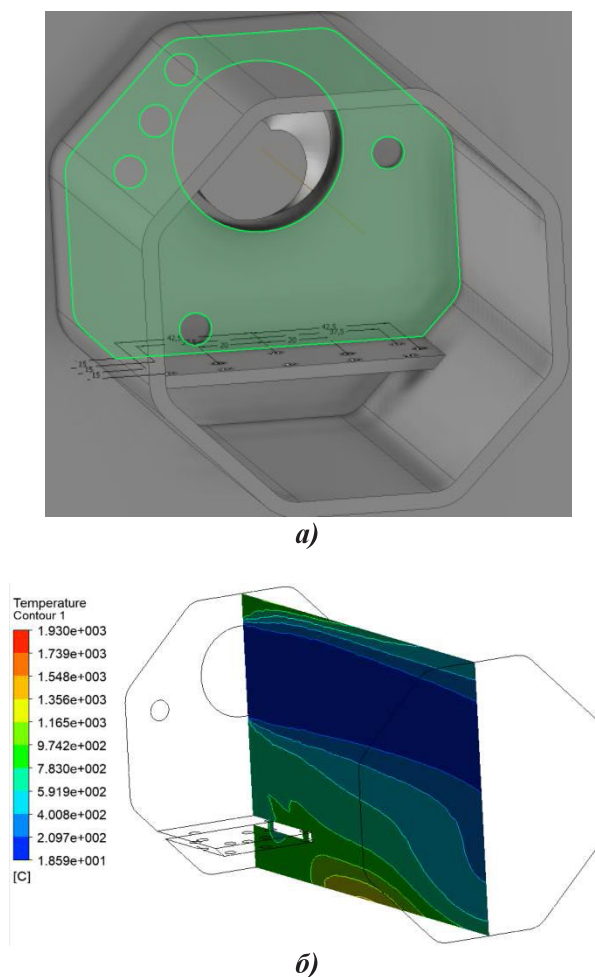


Рис. 1. Геометрична модель пальника (а) та орієнтовний розподіл температур в перерізі пальника (б)

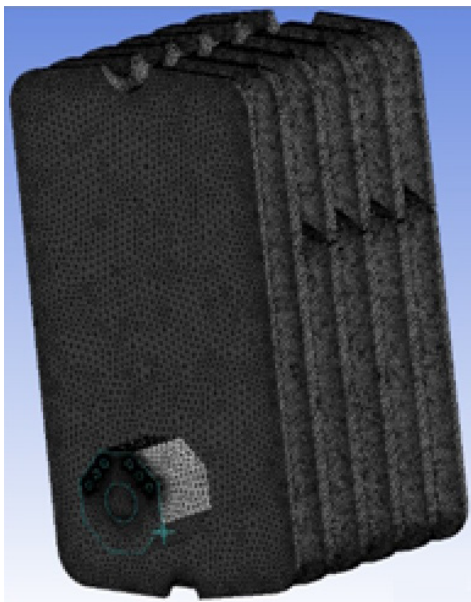


Рис. 2. Тетраедрична розрахункова сітка

та суміші, які розв'язуються чисельними методами в середовищі Ansys-Fluent. Для моделювання складових тензора напруг Рейнольдса підхід Буссінеска, який є найбільш поширеним при чисельному моделюванні.

Для замикання осереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса використовувалась Realizable k -модель турбулентності, що відрізняється від стандартної k -моделі альтернативним формулюванням виразу для розрахунку турбулентної в'язкості:

$$\mu = \frac{\rho}{\left(A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}\right)} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (1)$$

де змінні A_0 , A_s та U^* є функцією градієнту швидкості.

Також Realizable k -модель турбулентності забезпечує позитивність нормальних напруг ($\overline{(u'_i)^2} \geq 0$) і виконання нерівності Шварца: $\overline{(u'_i u'_j)} \leq \overline{(u'_i)^2} \cdot \overline{(u'_j)^2}$. Транспортні рівняння для k та Realizable моделі турбулентності можна знайти в [13].

Використання описаної CFD-моделі обрано тому, що вона розроблена для потоків, що містять струмені (вприскування нагрітого повітря крізь прошарок палива), примежові шари розвиваються під дією сильних несприятливих градієнтів тиску (омивання жаро-профільних труб котла), яке супроводжується відривом потоку, а також для урахування зон із сильною обтічною кривизною.

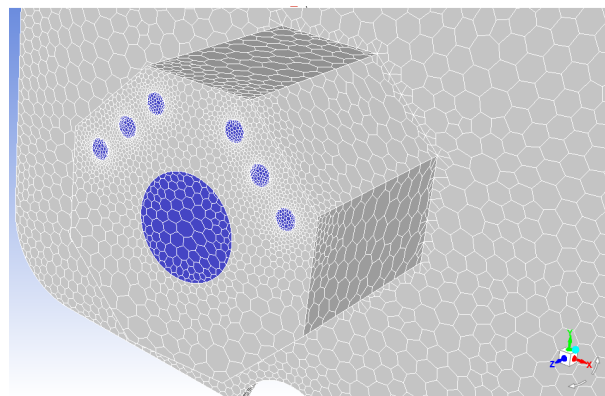


Рис. 3. Розрахункова сітка типу «Polyhedra»

Для моделювання течії в примежовому шарі використані нерівноважні пристінні функції. Їх сильними сторонами є те, що вони призначені враховувати чутливість логарифмічного закону, який постулює розподіл швидкості потоку в примежовому шарі, до градієнта тиску. Тим самим вони адекватно прогнозують виникнення від'ємного градієнта тиску і появу зворотних течій в порівнянні із стандартними пристінними функціями.

$$\frac{\tilde{U} C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(E \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \right) \quad (2)$$

де

$$\tilde{U} = U - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho \kappa^* k^{1/2}} \ln \left(\frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho \kappa^* k^{1/2}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (3)$$

де y_v – відстань від непроникної твердої стінки до верхньої межі в'язкого підшару (зазвичай становить $y^+ \approx 5$), а y_n – відстань від непроникної твердої стінки до верхньої межі турбулентного ядра.

Температура в примежовому шарі розраховується наступним чином:

$$T^* = \frac{(T_w - T) \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{q''} \quad (4)$$

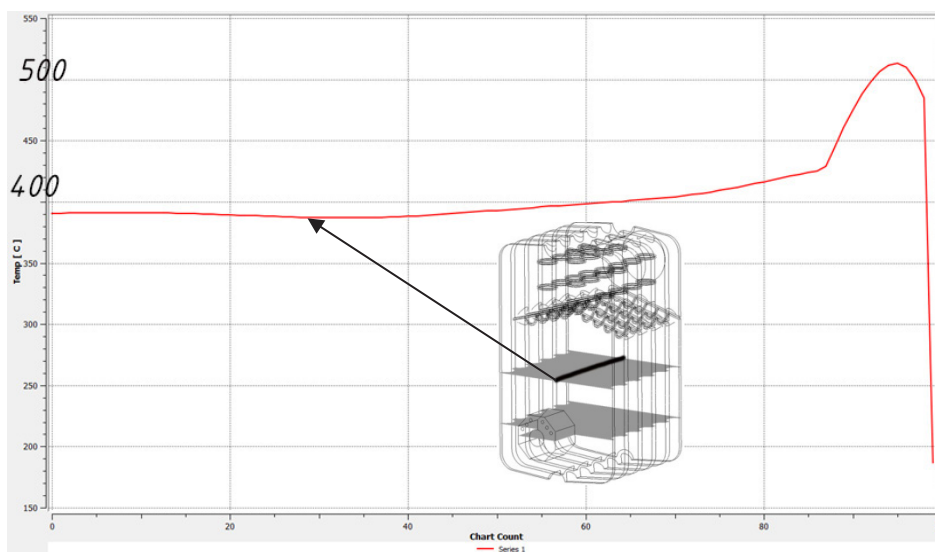
де C_μ згідно використаної Realizable k - ε моделі турбулентності:

$$C_\mu = \frac{1}{\left(A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}\right)} \quad (5)$$

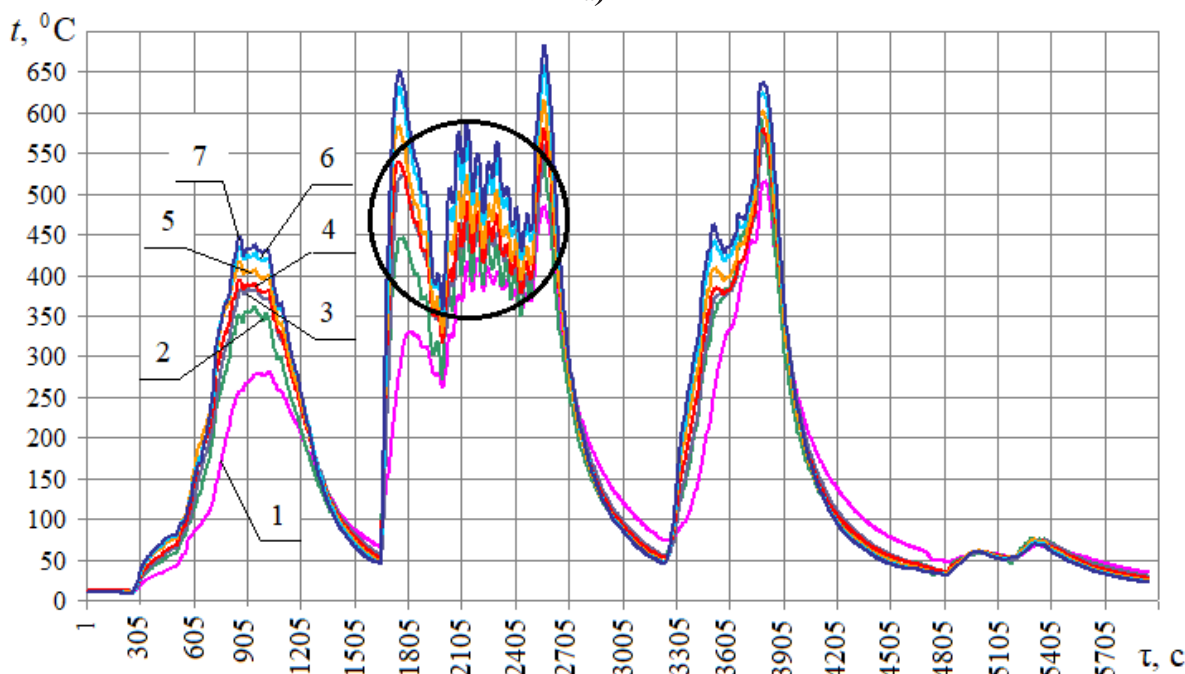
Після завдання гідродинамічних характеристик потоку використана модель горіння без попереднього змішування (non-premixed combustion model). Відправною точкою для її використання є створення PDF таблиці (PDF – probability distribution function – функція розподілу вірогідності). Цей файл містить інформацію про залежність змісту компонентів і температур від

фракційного складу суміші і використовується ANSYS-Fluent для набуття цих значень в процесі розв'язку.

При визначенні PDF-таблиці використовувались рівняння Equilibrium Chemistry (Рівноважна хімія), які мають значно більшу точність. За допомогою цієї моделі є можливість включити ефекти проміжних реакцій і реакцій дисоціації, створюючи більш реалістичні про-



a)



б)

Рис. 4. Порівняння результатів моделювання температур продуктів спалювання деревних пелет (а) з вимірюваними значеннями у топці котла (б): 1-7 – значення температур, що вимірювались термодатчиками №2-№8 відповідно (див. рис. 3)[12]

гнози температури полум'я, ніж загальноприйнята модель Eddy-Dissipation.

Теплогідравлічні особливості течії у «водяній сорочці» CFD-моделі котла. Під час виконання дослідження було проведено моделювання топкової камери автоматичного котла на твердому паливі VIADRUS потужністю 25 кВт. Порівняння результатів вимірювання з отриманими результатами при моделюванні представлені на рис. 4. Результати чисельних досліджень представлені у стаціонарній постановці, витрати палива і окисника для виконання розрахунків обрано з огляду на усталені показники вимірювання температур, що відповідає робочому режиму роботи котла (див. рис. 4 б)). Тобто, порівняння результатів вимірів слід виконувати за температурним графіком у часовому діапазоні 2105...2550 с. Представлені результати відповідають максимальній витраті палива $1,2 \times 10^{-3}$ кг/с

і швидкості подачі повітря на пальник 2 м/с. Слід зазначити, що виміряні температури знаходяться в діапазоні значень 400...550 °С. За результатами розрахунків максимум температур в обраному перетині відповідає 510 °С, а більшість температурного графіку знаходиться в районі ≈ 400 °С, таким чином співставлення результатів дає можливість зробити висновок про задовільне співпадіння даних і підтверджує можливість використання застосованої математичної моделі для дослідження робочого процесу паливкової системи котла.

Результати моделювання теплогідравлічного стану об'єкту приведені на рис. 5. Як видно, топкова камера в об'ємі обмежена «водяною сорочкою». Зверху розташовується теплообмінник, конструкція якого являє собою додаткову секцію гідравлічної системи котла, що складається з оребрених труб. Така секційна

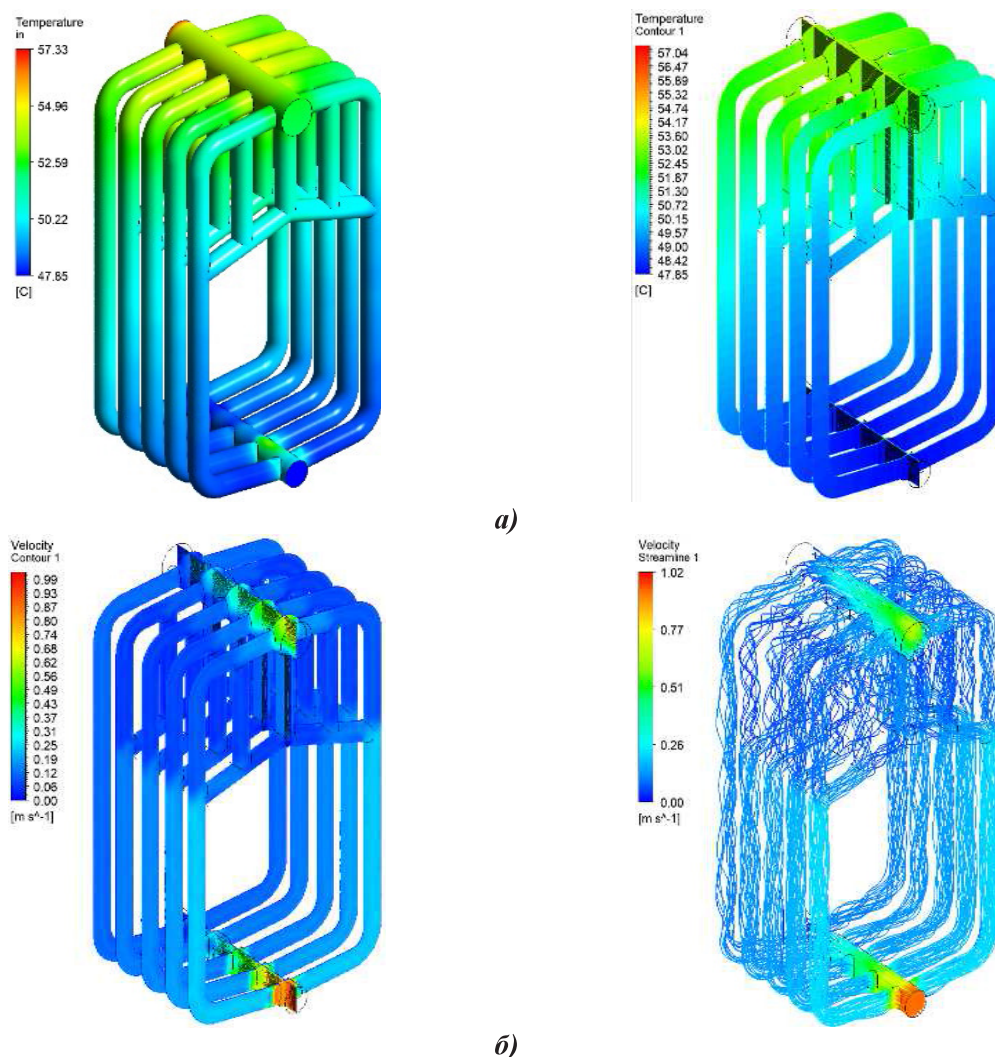


Рис. .5 Температура (а) та швидкість (б) теплоносія

конструкція котла дозволяє набирати необхідну потужність, а збільшення площі теплообміну за рахунок теплообмінника підвищує ефективність утилізації теплоти відхідних газів. Отримані температурні градієнти показують, що температура теплоносія на виході становлять 57 °С, що відповідає робочому режиму опалювальної системи, а розрахунковий підігрів води у котлі не суперечить паспортним даним і не перевищує 15 °С. Швидкість циркуляції обрана з огляду на паспортні характеристики і складає 1 м/с (рис. 5).

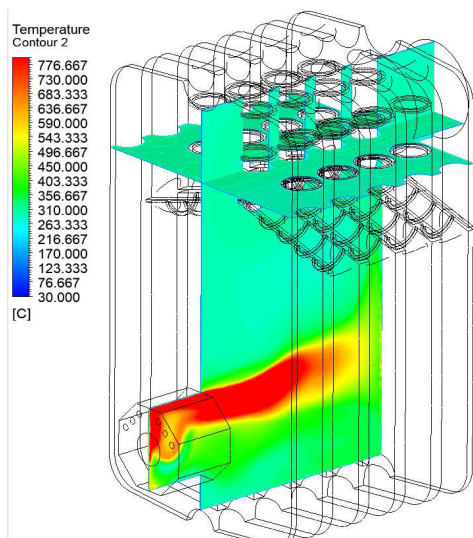


Рис. 6. Поле температур продуктів горіння деревних пелет

Поле температур у топковій камері приведено на рис. 6. Високотемпературна зона за результатами моделювання відповідає дійсній картині розвитку факелу і утворюється примусовим обдуванням підігрітого палива на спеціально обладнаній запальним теном платформі пальника. Значні швидкості подачі окисника на деяких режимах сприяють безпосередньому контакту високонагрітих продуктів спалювання у факелі з фронтальною стінкою топкової камери. За виключенням об'ємної зони існування факелу, температурне поле у розрізі топки достатньо рівномірне з верхньою межею біля 520 °С. Слід відмітити досить високі значення температур у зоні виходу продуктів спалювання з топки до димоходу (більше 300°С), але такі рівні температур відповідають результатам вимірювань у точці відбору проб для проведення газового аналізу, де одночасно з проведенням газового аналізу фіксувалася також температура.

Використаний пакет прикладних програм обчислювальної гідродинаміки ANSYS-Fluent має досить широкі можливості стосовно розрахунку та візуального представлення розрахункових параметрів. На рис. 7 приведений розподіл Mean Mixture Fraction, що показує межі, де вуглець і летючі переходять з твердої в газоподібну фазу. Орієнтовно, приведені результати слід інтерпретувати як такі, що моделюють вихід твердих часток. Процес утворення незгорілих летючих твердих частинок є показовим при спалюванні твер-

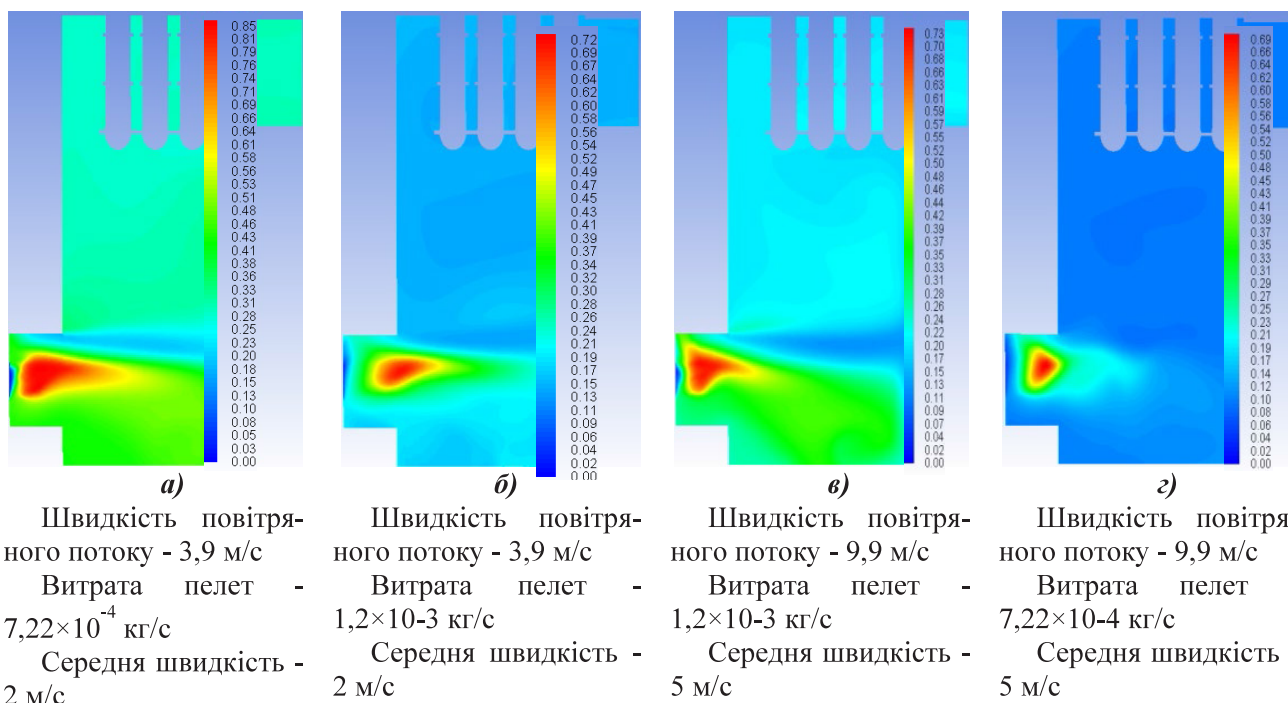


Рис. 7. Розподіл параметру Mean Mixture Fraction у центральному перетині топкової камери

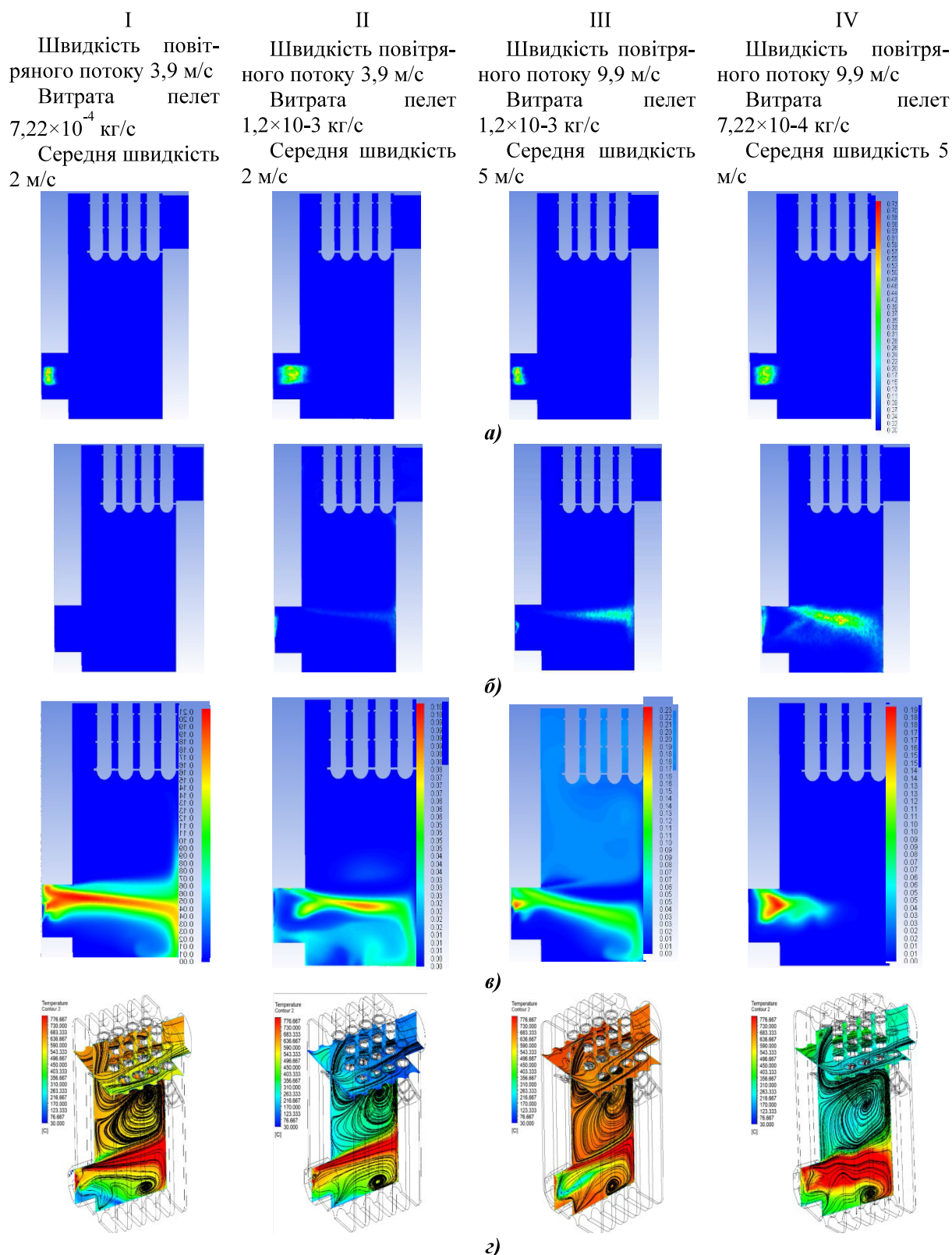


Рис. 8. Розподіл параметрів: вихід летючих (а), ступінь вигорання вуглецю (б), розподіл масової долі компонента реакції CO (в) та температура (г) у центральному перетині топкової камери для різних режимів навантаження установки

дих палив будь-якого походження і потребує контролю при експлуатації твердопаливних котлів. Очевидно, що найбільш інтенсивний процес переходу до газової фази відбувається у пальнику і в області існування факелу, але при зміні режимів горіння процес реагування вуглецю уповільнюється, займаючи при цьому майже весь об'єм топки (рис. 7 а), в)).

На рис. 8 а) представлені результати моделювання параметрів Evaporation/Devolatilization (DPM вихід летючих); 8 б) - DPM Burnout (ступінь вигорання вуглецю); 8 в) - розподіл масової долі компонента реакції CO, та 8 г) - температурні поля з лініями струмів реагуючого потоку у центральному перетині топкової камери при різних режимах горіння.

Розподіл наведених параметрів корелюється з гідродинамічною картиною потоку реагуючої суміші. На всіх представлених режимах видно, що існує розвинений факел реагуючих компонентів палива, який розповсюджується у горизонтальному положенні фактично відбиваючись від фронтальної стінки топки і заповнює продуктами горіння як нижню подову частину, так і її загальний об'єм (рис. 8 г)). При цьому, як показують розрахунки, верхня частина топкової камери до теплообмінника має більш рівномірний температурний розподіл у порівнянні з подовою частиною, де на більшості режимів відбувається охолодження факелу холодним повітрям і проходження реакції окиснення вуглецю сповільнюється (рис. 8 в)). Найбільш інтенсивне згоряння летких речовин у CO відбувається в полум'ї та у каналі пальника. Порівняння з температурними полями на рис. 8 вказує на відповідність зон високої інтенсивності доокиснення CO та зон з температурою $> 550^{\circ}\text{C}$. Однак, турбулентність є ще одним фактором, який визначає остаточну картину швидкостей проходження реакції горіння. Реакції CO з CO_2 ще мають високу інтенсивність на вході в першу частину конвективного теплообмінника у зв'язку з досить високою концентрацією CO, досить високі температури для спалювання CO і підвищений рівень турбулентності, що забезпечується обтіканням оребрених труб. Слід зазначити, що у цих областях швидкість реакції горіння переважно обмежена рівнем турбулентності (рис. 8 б)). Результати також показують, що одна частина повітря для горіння, що виходить з пальника і тече під полум'ям, є надлишковою для процесів горіння (утворюючи там холодні зони, які можуть обмежувати швидкість реакцій горіння, рис. 8 г)).

Висновки. В роботі наведено результати розрахунку горіння пелет за допомогою скінчено-елементних CFD-моделей котла і пальника. Комп'ютерна мо-

дель є чутливою до теплофізичних властивостей реагуючих компонентів і кінетики реакцій, проте коректне їх задання дозволить проводити досить точну оцінку аеродинамічної структури потоку в пальниках і топці котла, в яку даний пальник встановлено, а також емісійних характеристик викидів при спалюванні біомаси.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Basok B., Veremiichuk A., Baranyuk O., Siruy O. Simulation of biopellet combustion process in low power boilers. Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering, Kielce. 2021. P. 141-144.
2. Directive 2018/2001/EC of 11 December 2018 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Source.
3. Zhou A, Xu H, Xu M, Yu W, Li Z, Yang W. Numerical investigation of biomass co-combustion with methane for NOx reduction. Energy. 2020. V. 194. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116868>
4. Echi S, Bouabidi A, Driss Z, Abid M. CFD simulation and optimization of industrial boiler. Energy. 2019. V. 169. P. 105-114. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.006>
5. EN 303-5. Heating boilers – Part 5: heating boilers for solid fuels, manually and automatically stoked, nominal heat output of up to 500 kW – Terminology, requirements, testing and marking. 2012.
6. Kraiem N, Lajili M, Limousy L, Said R, Jeguirim M. Energy recovery from Tunisian agri-food wastes: evaluation of combustion performance and emissions characteristics of green pellets prepared from tomato residues and grape marc. Energy. 2016. V. 107. P. 409-418. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.037>
7. Limousy L, Jeguirim M, Dutournie P, Kraiem N, Lajili M, Said R. Gaseous products and particulate matter emissions of biomass residential boiler fired with spent coffee grounds pellets. Fuel. 2013. V. 107. P. 323-329. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.019>
8. Vicente E, Vicente A, Evtugina M, Tarelho L, Almeida S, Alves C. Emissions from residential combustion of certified and uncertified pellets. Renew Energy. 2020. V. 161. P. 1059-1071. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.07.118>
9. Verma V, Bram S, Delattin F, Laha P, Vandendael I, Hubin A, et al. Agro-pellets for domestic heating boilers: standard laboratory and real life performance. Applied Energy. 2012. V. 90(1). P. 17-23. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.12.079>

10. *Horvat I, Dovic D, Filipovi_c P.* Laboratory testing of domestic hot water boiler while fired with different biomass pellets. In: 13th Conference on sustainable development of energy, water and environment systems. Palermo, Italy: SDEWES; 2018.

11. *Horvat I, Dovic D.* Combustion of agricultural biomass - issues and solutions. Trans FAMENA. 2018. V. 42. P. 75-86. <https://doi.org/10.21278/TOF.42Si107>

12. *Лисенко О.М., Веремійчук Г.М., Сірий О.А.* Дослідження спалювання пелет сільськогосподарського походження у котлах потужністю до 25 кВт. Теплофізика та Теплоенергетика. 2022. Т. 44. №3. С. 99-108. <https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2022.0>

13. *Cosic B, Stanic Z, Duic N.* Geographic distribution of economic potential of agricultural and forest biomass residual for energy use: case study Croatia. Energy. 2011. V. 36(4). P. 2017-2028. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.009>

SIMULATION OF PELLET COMBUSTION IN BOILERS UP TO 25 kW

Baraniuk O.V.¹, Siryi O.A.¹, Veremiichuk H.M.^{1,2},
Lysenko O.M.^{1,2},

¹ National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Politechnichna str., 6, Kyiv, 03056, Ukraine

² Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Marii Kapnist str., 2a, Kyiv, 03057, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2022.11>

The research is aimed at improving existing and developing innovative burners, with the aim of their effective integration into most existing boilers, ensuring high thermal efficiency and compliance with relevant environmental requirements.

Research methods: numerical with the use of modern computer modeling tools of hydrodynamics, heat exchange and combustion, and experimental – on the existing equipment of the individual heating system.

Results. The paper presents the results of pellet combustion calculations using finite-element CFD models of the boiler and burner in the ANSYS-Fluent software environment. When modeling the components of the Reynolds stress tensor, the Boussinesq approach was used, and the Realizable k-model of turbulence was used to close the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. A comparison of the numerical simulation results with our own experimental data shows a satisfactory match and confirms the possibility of using the selected model for the burner-boiler system.

In the future, the conducted research can be used to increase the combustion efficiency when burning pellet biofuel and to modernize the burners of low-power boilers of communal and industrial heat energy, the social-budgetary sphere, and an individual household sector.

References 13, figure 8.

Key words: biofuel, pellets, combustion, burner, temperature, domestic boiler.

1. Basok B., Veremiichuk A., Baranyuk O., Siruy O. Simulation of biopellet combustion process in low power boilers. Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering, Kielce. 2021. P. 141-144.

2. Directive 2018/2001/EC of 11 December 2018 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Source.

3. Zhou A, Xu H, Xu M, Yu W, Li Z, Yang W. Numerical investigation of biomass co-combustion with methane for NOx reduction. Energy. 2020. V. 194. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116868>

4. Echi S, Bouabidi A, Driss Z, Abid M. CFD simulation and optimization of industrial boiler. Energy. 2019. V. 169. P. 105-114. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.006>

5. EN 303-5. Heating boilers – Part 5: heating boilers for solid fuels, manually and automatically stoked, nominal heat output of up to 500 kW – Terminology, requirements, testing and marking. 2012.

6. Kraiem N, Lajili M, Limousy L, Said R, Jeguirim M. Energy recovery from Tunisian agri-food wastes: evaluation of combustion performance and emissions characteristics of green pellets prepared from tomato residues and grape marc. Energy. 2016. V. 107. P. 409-418. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.037>

7. Limousy L, Jeguirim M, Dutournie P, Kraiem N, Lajili M, Said R. Gaseous products and particulate matter emissions of biomass residential boiler fired with spent coffee grounds pellets. Fuel. 2013. V. 107. P. 323-329. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.019>

8. Vicente E, Vicente A, Evtyugina M, Tarelho L, Almeida S, Alves C. Emissions from residential combustion of certified and uncertified pellets. Renew Energy. 2020. V. 161. P. 1059-1071. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.07.118>

9. Verma V, Bram S, Delattin F, Laha P, Vandendael I, Hubin A, et al. Agro-pellets for domestic heating boilers: standard laboratory and real life performance. Applied Energy. 2012. V. 90(1). P. 17-23. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.12.079>

10. Horvat I, Dovic D, Filipovi c P. Laboratory testing of domestic hot water boiler while fired with different bio-mass pellets. In: 13th Conference on sustainable development of energy, water and environment systems. Palermo, Italy: SDEWES; 2018.

11. Horvat I, Dovic D. Combustion og agricultural biomass - issues and solutions. Trans FAMENA. 2018. V. 42. P. 75-86. <https://doi.org/10.21278/TOF.42Si107>

12. Lysenko O.M., Veremiichuk H.M., Siryi O.A. Research of burning of agri-cultural pellets in boilers with capacity up to 25 kW. Thermophysics and Thermal Power Engineering. 2022. V. 44. №3. P. 99-108. <https://doi.org/10.31472/tpe.3.2022.0> (in Ukr.).

13. Cosic B, Stanic Z, Duic N. Geographic distribution of economic potential of agricultural and forest biomass residual for energy use: case study Croatia. Energy. 2011. V. 36(4). P. 2017-2028. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.009>

Отримано 08.09.2022

Received 08.09.2022