

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МАРКОЛЕНКО ТЕТЯНА ДМИТРІВНА

УДК 681.5:621.184:620.91

ДИСЕРТАЦІЯ

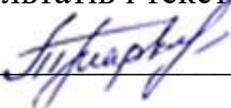
**МОДЕЛЬ І МЕТОД РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ
КОТЛА ПРИ ЗМІНІ ТЕПЛОТВОРНОЇ ЗДАТНОСТІ ВУГЛЕВОДНОГО
ПАЛИВА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ**

Спеціальність 151 – Автоматизація та комп'ютерно – інтегровані технології

Галузь знань 15 – Автоматизація та приладобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Т.Д. Марколенко

Науковий керівник Давидов В.О. кандидат технічних наук, доцент

Одеса – 2025

АНОТАЦІЯ

Марколенко Т.Д. Модель і метод регулювання теплової потужності котла при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива для підвищення ефективності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 151 – Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології. – Національний університет «Одеська політехніка», МОН України, Одеса, 2025.

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню актуальної науково-технічної проблеми підвищення енергоефективності та екологічної безпеки процесу спалювання суміші вуглеводневих палив змінного складу в парових котлах. Для досягнення цієї мети в роботі запропоновано удосконалення математичної моделі керування тепловою потужністю з урахуванням змінної теплотворної здатності палива. Розроблено адаптивний метод регулювання об'єму та температури димових газів із автоматичним керуванням складом паливної суміші відповідно до поточного теплового навантаження. Застосування розробленого підходу забезпечує стабільність температурного режиму, підвищення коефіцієнта корисної дії котла та зменшення питомих викидів CO₂ без необхідності модернізації обладнання, що відповідає сучасним вимогам сталого розвитку енергетики. Обґрунтовано доцільність технічних рішень на основі чисельного моделювання, яке підтвердило їх енергоефективність, стійкість процесу горіння та зниження негативного впливу на довкілля. Запропоновані підходи базуються на чітко визначених показниках якості спалювання та критеріях ефективності автоматизованого регулювання, що дозволяє здійснити об'єктивну оцінку рівня оптимізації котельного обладнання за умов змінного паливного складу.

В першому розділі «Аналіз сучасного стану автоматизованих систем керування котлами зі змінним складом вуглеводневого палива» зроблено наступне:

- Проведено огляд сучасних видів палив, їх класифікацію, а також розглянуто фізико-хімічні властивості природних та штучних горючих газів;

- Проаналізовано особливості застосування паливних сумішей змінного складу, які ускладнюють дотримання нормативів продуктів згоряння, що зумовлює потребу в удосконаленні систем автоматизованого керування (САК) для забезпечення стабільності процесу спалювання за умов випадкової зміни теплотворної здатності палива.

- Досліджено існуючі автоматичні системи управління в умовах змінного складу палива та проаналізовано сучасні методи мінімізації викидів димових газів, зокрема в контексті переходу на альтернативні джерела енергії. Встановлено обмеження енергоефективності керування при низьких навантаженнях котла.

- Обґрунтовано науково-практичну необхідність створення нової математичної моделі, яка дозволяє підтримувати постійний об'єм продуктів згоряння при зміні теплотворної здатності паливної суміші.

- Сформульовано завдання дослідження, яке полягає в розробці методу регулювання теплової потужності котла зі збереженням сталої витрати димових газів і мінімізацією їх викидів задля підвищення екологічної безпеки.

У другому розділі «Модель об'єкта керування теплової потужності котла при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива» отримано такі результати:

- Розроблено динамічну математичну модель котла, як об'єкта керування, яка враховує зміну теплотворної здатності палива і забезпечує стабілізацію витрати димових газів. Модель описує теплообмін в конвективних поверхнях нагріву та реалізує збіжний ітераційний процес визначення енергетичного балансу між складом газоподібного палива та необхідними параметрами теплоносія за фіксованої витрати димових газів. Ця витрата відповідає умовам згоряння сертифікованого вуглеводневого палива за номінального навантаження котла.

– Побудовано імітаційну модель процесу згоряння паливної суміші з урахуванням хімічної рівноваги продуктів згоряння, що базується на брутто-формулі суміші. Модель достовірно відтворює процеси утворення димових газів в умовах змінного складу суміші.

– Проведено верифікацію створеної моделі для типових палив: метано-повітряної суміші, деревини сосни та біогазу. Отримані результати порівняно з експериментальними та довідковими даними, що підтвердило достовірність моделі та її практичну придатність для подальшого використання.

– Застосування розробленої моделі дозволило здійснити дослідження режимів роботи котла за різного співвідношення компонентів паливної суміші (природний газ, доменний газ та біогаз). Установлено, що зміна складу пального впливає не лише на об'єм димових газів, а й на адіабатичну температуру горіння та теплові втрати, що є критично важливим для забезпечення термічної ефективності котла.

В третьому розділі «Метод керування об'ємом та температурою димових газів при змінному навантаженні парового котла» виконано наступне:

– Запропоновано метод регулювання теплової потужності парового котла шляхом зміни складу паливної суміші, зокрема співвідношення метану та низькокалорійного газу, за умови сталої об'ємної витрати палива. Такий підхід забезпечує постійну теплогідравлічну ситуацію у котлі, дозволяючи підтримувати сталий температурний режим і високий коефіцієнт корисної дії (ККД) навіть за умов змінного теплового навантаження.

– Розроблено модель розрахунку теплотворної здатності паливної суміші та параметрів димових газів, що дає змогу контролювати об'єм і температуру продуктів згоряння, а також знижувати теплові втрати. Показано, що при сталій об'ємній витраті паливної суміші потужність зменшується зі зростанням частки низькокалорійного газу, а параметри димових газів залишаються незмінними. Натомість за умов сталої витрати димових газів потужність зростає, що потребує технічного доопрацювання обладнання.

– Запропонована технологія дає змогу використовувати котельне обладнання без його модернізації для спалювання змішаного палива з меншою питомою часткою парникового CO₂. Це створює передумови для адаптації енергетичних систем до умов паливної невизначеності та залучення альтернативних або несертифікованих видів палива.

В четвертому розділі «Спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю палива з урахуванням критеріїв ефективності та впливу на довкілля» досягнуто мети дисертаційної роботи, а саме:

– Обґрунтовано, розроблено та досліджено новий спосіб регулювання теплової потужності котла з урахуванням теплотворної здатності вуглеводневого палива в умовах змінного навантаження та варіативного складу палива.

– Запропоновано новий підхід до стабілізації витрати димових газів, що базується на динамічному формуванні складу паливної суміші з адаптивним співвідношенням сертифікованого та несертифікованого газу.

– Розроблено структуру багаторівневої автоматизованої системи керування з каскадною координацією регуляторів, яка включає модулі онлайн-визначення теплотворної здатності, вимірювання температурних і динамічних характеристик продуктів згоряння, а також засоби підтримання оптимального складу паливної суміші.

– Результати чисельного моделювання підтвердили ефективність запропонованого способу в широкому діапазоні навантажень (від 40 до 100 %), забезпечуючи стабільну теплову потужність та сталу витрату димових газів навіть за умов зміни якості палива.

Ключові слова: суміш палив, енергоефективність, теплотворна здатність палива, спалювання, температура димових газів, об'єм димових газів, регулювання потужності, автоматична система управління, класифікація, система керування, математична модель, показники якості, критерій ефективності, екологічна безпека, довкілля.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Beglov, K., Kozlov, O., Kondratenko, Y., **Markolenko, T.**, & Krivda, V. (2023). Automatic control of the boiler heat power based on changing hydrocarbon fuel's calorific value. *Problems of Control and Informatics*, 68(2), 75–92. DOI: <https://doi.org/10.34229/1028-0979-2023-2-6> (Реєстр наукових фахових видань України, **категорія «А»**)

2. Kryvda, V., Brunetkin, O., Beglov, K., **Markolenko, T.**, & Lutsenko, I. (2024). Method of controlling the volume of combustion products at different boiler loads. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (1), 100–104. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-1/100> (**SCOPUS**)

3. **Markolenko T.**, Prodanov D. (2024). Model of greenhouse gas emission minimization under variable load of a steam boiler. *Інформатика та математичні методи в моделюванні*. 2024; Том 14, № 14: 284 – 295. DOI: <https://doi.org/10.15276/imms.v14.no4.284>

4. **Марколенко, Т. Д.**, Проданов, Д. Г., Беглов, Я. І. (2025). Управління тепловим навантаженням котла при спалюванні твердих побутових відходів. *Електротехнічні та комп'ютерні системи*, 42(118), 43–51. DOI: <https://doi.org/10.15276/eltecs.42.118.2025.5>

5. **Бакшанська, Т. Д.***, Рижиков, Ю. Г., & Тодорцев, Ю. К. (2007). Математична модель процесу горіння природного газу з рециркуляцією продуктів згорання для цілей управління. *Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы*, (2), 44–51. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aaeks_2007_2_9

6. **Бакшанська, Т. Д.***, Рижиков, Ю. Г., & Тодорцев, Ю. К. (2008). Мінімізація токсичності продуктів згорання та втрат теплоти у топкових пристроях з рециркуляцією продуктів згорання на основі узагальненого критерію оптимізації. *Автоматика, автоматизация, электротехнические*

КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ, (1), 143–149. URL:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/aaeks_2008_1_24

7. Спосіб регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу під час роботи котла на потужності, відмінній від номінальної: пат. України № 127803; заявл. 17.01.2022; опубл.03.01.2024. Бюл.№1.

* (У поданих публікаціях авторка опублікована під прізвищем **Бакшанська Т.Д.**, яке згодом було змінено на **Марколенко Т.Д.**).

Опубліковані праці апробаційного характеру:

8. **Markolenko, T., & Tingayev, Ye.** (2025). Automated boiler control system through regulation of the calorific value of variable-composition fuel. International Scientific Unity Conference Proceedings, Athens, Greece, 56–60. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-26.02.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/02/Athens_Greece_26.02.25.pdf

9. **Markolenko T., & Tingayev, Ye.** (2025). Improvement of the mathematical model of gaseous fuel combustion in a boiler considering the variable composition of the fuel mixture and its impact on the thermal regime. International Scientific Unity Conference Proceedings, Bucharest, Romania, 248–254. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-12.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Bucharest_Romania_12.03.25.pdf

10. **Markolenko T., & Tingayev, Ye.** (2025). Synthesis of boiler heat output based on the calorific value of hydrocarbon fuel. Current Trends in Scientific Research Development, Boston, USA, 158–165. URL: <https://sci-conf.com.ua/viii-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-current-trends-in-scientific-research-development-13-15-03-2025-boston-ssha-arhiv/>.

11. **Markolenko T., Tingayev Ye.** (2025). Method for reducing greenhouse gas emissions in steam boilers under variable load. Scientific research: modern challenges and future prospects, Munich, Germany, 151–156. URL: <https://sci-conf.com.ua/viii-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya->

[scientific-research-modern-challenges-and-future-prospects-17-19-03-2025-myunhen-nimechchina-arhiv/](https://doi.org/10.70286/ISU-19.03.2025-myunhen-nimechchina-arhiv/).

12. **Markolenko, T., & Tingayev, Ye.** (2025). Optimization of the combustion process in gas boilers by regulating the volume of flue gases using alternative fuels. International Scientific Unity Conference Proceedings, Sofia, Bulgaria, 343–348. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-19.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Sofia_Bulgaria_19.03.25.pdf

13. **Марколенко, Т. Д.** (2017). Нелінійна система автоматичного регулювання процесу спалювання газоподібного палива. У Матеріали 72-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 35–37). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

14. **Марколенко, Т. Д., & Бабіч, В. Ф.** (2016). Структурна схема системи управління, що реалізує вирішення задачі оптимізації процесу спалювання палива. У Матеріали 71-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 140–142). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

15. **Трифонов, К. В., Бабіч, В. Ф., & Марколенко, Т. Д.** (2016). Оптимізація процесу спалювання палива в парових котлах. У Матеріали 71-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 163–165). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

16. **Бабіч, В. Ф., & Марколенко, Т. Д.** (2015). Моделювання системи автоматичної оптимізації процесу спалювання палива змінного складу. У Матеріали 70-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 97–100). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

17. **Марколенко, Т. Д.** (2015). Система автоматичного регулювання спалювання природного газу в котлі з рециркуляцією димових газів. У Матеріали 70-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького

складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 107–110). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

18. **Марколенко, Т. Д.** (2014). Математична модель процесу спалювання природного газу. У Матеріали 69-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. III, с. 149–151). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

19. **Марколенко, Т. Д.** (2014). Оптимізація процесу спалювання палива з використанням визначених критеріїв. У I Міжнародна науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (16–17 квітня 2014 р., с. 49–50). Київ.

20. **Марколенко, Т. Д., & Тодорцев, Ю. К.** (2013). Аналіз систем регулювання економічності процесу спалювання природного газу. У III Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (17–18 квітня 2013 р., с. 78–79). Київ.

ABSTRACT

Markolenko, T.D. Model and Method of Regulating the Thermal Power of a Boiler under Varying Calorific Value of Hydrocarbon Fuel to Improve Efficiency. – Qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 151 – Automation and Computer-Integrated Technologies. – National University "Odesa Polytechnic", Ministry of Education and Science of Ukraine, Odesa, 2025.

The dissertation addresses the pressing scientific and technical problem of increasing the energy efficiency and environmental safety of combustion processes involving mixtures of hydrocarbon fuels of variable composition in steam boilers. To achieve this goal, the study proposes an improved mathematical model for regulating boiler thermal power, taking into account the variable calorific value of the fuel. An adaptive method has been developed for controlling the volume and temperature of flue gases, with automatic regulation of the fuel mixture composition based on the current thermal load. The implementation of the proposed approach ensures thermal regime stability, increased boiler efficiency, and reduced specific CO₂ emissions without requiring equipment modernization, thus meeting the current standards of sustainable energy development. The feasibility of the technical solutions is substantiated through numerical modeling, which demonstrated high energy efficiency, combustion stability, and reduced environmental impact. The proposed approaches are based on clearly defined combustion quality indicators and efficiency criteria for automated thermal power control, enabling an objective assessment of boiler optimization under conditions of variable fuel composition.

Chapter 1, "Analysis of the current state of automated control systems for boilers operating on hydrocarbon fuels of variable composition", presents the following tasks that were completed:

– A review of current fuel types was conducted, along with their classification and analysis of the physicochemical properties of natural and synthetic gaseous fuels;

- The challenges of using variable-composition fuel mixtures were examined, which complicate compliance with emission standards and necessitate the improvement of automated control systems (ACS) to stabilize combustion under changing calorific values of fuel;

- Existing automatic control systems under variable fuel composition were analyzed, as well as modern methods for minimizing flue gas emissions, especially in the context of transitioning to alternative energy sources. Limitations in energy efficiency at low boiler loads were identified;

- The scientific and practical necessity for a new mathematical model was substantiated – one that enables maintaining a constant flue gas volume under varying fuel calorific values;

- The research objectives were formulated, focusing on the development of a method for regulating boiler thermal power while maintaining constant flue gas flow and minimizing emissions to enhance environmental safety.

Chapter 2, “Model of the controlled object for boiler thermal power under variable calorific value of hydrocarbon fuel” presents the following results:

- A dynamic mathematical model of the boiler as a control object was developed, which accounts for variations in the calorific value of the fuel and ensures the stabilization of the flue gas flow rate. The model describes heat transfer in the convective heating surfaces and implements a convergent iterative process for determining the energy balance between the composition of the gaseous fuel and the required parameters of the heat carrier, under the condition of constant flue gas flow. This flow rate corresponds to the combustion conditions of certified hydrocarbon fuel at nominal boiler load.

- A simulation model of the combustion process of the fuel mixture was constructed, taking into account the chemical equilibrium of the combustion products based on the gross formula of the mixture. The model reliably reproduces the processes of flue gas formation under variable fuel composition conditions.

- The developed model was verified using typical fuels: methane-air mixture, pine wood, and biogas. The obtained results were compared with experimental and

reference data, confirming the model's accuracy and its practical suitability for further application.

– The application of the developed model enabled the study of boiler operation modes under various ratios of fuel mixture components (natural gas, blast furnace gas, and biogas). It was found that changes in fuel composition affect not only the volume of flue gases but also the adiabatic combustion temperature and heat losses, which are critically important for ensuring the boiler's thermal efficiency.

Chapter 3, "Method for controlling the volume and temperature of flue gases under variable load conditions of a steam boiler," provides the following results:

– A method for regulating the thermal power of a steam boiler was proposed by varying the composition of the fuel mixture – specifically, the ratio of methane to low-calorific gas – while maintaining a constant volumetric fuel flow rate. This approach ensures a stable thermohydraulic environment within the boiler, enabling consistent temperature conditions and a high thermal efficiency (efficiency factor), even under variable thermal loads.

– A model was developed to calculate the calorific value of the fuel mixture and the parameters of the flue gases, allowing for control of both the volume and temperature of combustion products, as well as a reduction in heat losses. It was shown that, under a constant volumetric fuel flow rate, the thermal power decreases as the share of low-calorific gas increases, while the flue gas parameters remain unchanged. Conversely, under constant flue gas flow conditions, the thermal power increases, which necessitates technical adjustments to the equipment.

– The proposed technology enables the use of boiler equipment without modernization for the combustion of mixed fuels with a lower specific share of greenhouse CO₂ emissions. This creates the prerequisites for adapting energy systems to fuel uncertainty and integrating alternative or uncertified types of fuel.

In Chapter 4, "Method for automated regulation of boiler thermal output based on the fuel's calorific value, considering efficiency criteria and environmental impact" the objective of the dissertation was achieved, namely:

– A new method for regulating the thermal power of the boiler was substantiated, developed, and investigated, taking into account the calorific value of hydrocarbon fuel under conditions of variable load and fluctuating fuel composition.

– A novel approach to stabilizing the flue gas flow rate was proposed, based on the dynamic formation of the fuel mixture composition with an adaptive ratio of certified and non-certified gases.

– The structure of a multi-level automated control system was developed, featuring cascade coordination of controllers. The system includes modules for real-time calorific value estimation, measurement of temperature and dynamic characteristics of combustion products, and tools for maintaining the optimal composition of the fuel mixture.

– Numerical simulation results confirmed the effectiveness of the proposed method across a wide load range (from 40% to 100%), ensuring stable thermal power output and constant flue gas flow rate even under conditions of varying fuel quality.

Keywords: fuel mixture, energy efficiency, fuel calorific value, combustion, flue gas temperature, flue gas volume, power control, automation, classification, control system, mathematical model, quality indicators, efficiency criterion, environmental safety, environment.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE ACQUIRER

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Beglov, K., Kozlov, O., Kondratenko, Y., **Markolenko, T.**, & Kryvda, V. (2023). Automatic control of the boiler heat power based on changing hydrocarbon fuel's calorific value. *Problems of Control and Informatics*, 68(2), 75–92. DOI: <https://doi.org/10.34229/1028-0979-2023-2-6> (Ukrainian scientific journal, category "A").

2. Kryvda, V., Brunetkin, O., Beglov, K., **Markolenko, T.**, & Lutsenko, I. (2024). Method of controlling the volume of combustion products at different boiler

loads. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (1), 100–104. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-1/100> (SCOPUS).

3. **Markolenko, T.**, & Prodanov, D. (2024). Model of greenhouse gas emission minimization under variable load of a steam boiler. *Informatics and Mathematical Methods in Modeling*, 14(4), 284–295. DOI: <https://doi.org/10.15276/imms.v14.no4.284>

4. **Markolenko, T. D.**, Prodanov, D. H., & Beglov, Y. I. (2025). Control of boiler thermal load during the combustion of solid municipal waste. *Electrotechnical and Computer Systems*, 42(118), 43–51. DOI: <https://doi.org/10.15276/eltecs.42.118.2025.5>

5. **Bakshanska, T. D.***, Ryzhykov, Y. H., & Todortsev, Y. K. (2007). Mathematical model of natural gas combustion with flue gas recirculation for control purposes. *Automatics, Automation, Electrotechnical Complexes and Systems*, (2), 44–51. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aaeks_2007_2_9

6. **Bakshanska, T. D.***, Ryzhykov, Y. H., & Todortsev, Y. K. (2008). Minimization of flue gas toxicity and heat losses in furnaces with flue gas recirculation based on a generalized optimization criterion. *Automatics, Automation, Electrotechnical Complexes and Systems*, (1), 143–149. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aaeks_2008_1_24

7. Method for controlling boiler thermal output based on the calorific value of gas during operation at non-nominal power: Patent of Ukraine for invention № 127803; statement 17.01.2022; published 03.01. 2024. Bulletin №. 1.

*– (In the presented publications, the author was listed under the surname Bakshanska T. D., which was later changed to Markolenko T. D.)

Publications of an approbatory nature:

8. **Markolenko, T.**, & Tingayev, Ye. (2025). Automated boiler control system through regulation of the calorific value of variable-composition fuel. *International Scientific Unity Conference Proceedings, Athens, Greece*, 56–60.

DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-26.02.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/02/Athens_Greece_26.02.25.pdf

9. **Markolenko, T., & Tingayev, Ye.** (2025). Improvement of the mathematical model of gaseous fuel combustion in a boiler considering the variable composition of the fuel mixture and its impact on the thermal regime. International Scientific Unity Conference Proceedings, Bucharest, Romania, 248–254. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-12.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Bucharest_Romania_12.03.25.pdf

10. **Markolenko, T., & Tingayev, Ye.** (2025). Synthesis of boiler heat output based on the calorific value of hydrocarbon fuel. Current Trends in Scientific Research Development, Boston, USA, 158–165. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2025/03/CURRENT-TRENDS-IN-SCIENTIFIC-RESEARCH-DEVELOPMENT-13-15.03.25.pdf>

11. **Markolenko, T., & Tingayev, Ye.** (2025). Method for reducing greenhouse gas emissions in steam boilers under variable load. Scientific research: modern challenges and future prospects, Munich, Germany, 151–156. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2025/03/SCIENTIFIC-RESEARCH-MODERN-CHALLENGES-AND-FUTURE-PROSPECTS-17-19.03.25.pdf>

12. **Markolenko, T., & Tingayev, Ye.** (2025). Optimization of the combustion process in gas boilers by regulating the volume of flue gases using alternative fuels. International Scientific Unity Conference Proceedings, Sofia, Bulgaria, 343–348. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-19.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Sofia_Bulgaria_19.03.25.pdf

13. **Markolenko, T. D.** (2017). Nonlinear automatic control system for the combustion process of gaseous fuel. In Proceedings of the 72nd Scientific and Technical Conference of Faculty, Researchers, Postgraduates and Students (Part II, pp. 35–37). Odesa: O.S. Popov Odesa National Academy of Telecommunications.

14. **Markolenko, T. D., & Babich, V. F.** (2016). Structural diagram of a control system for optimizing the fuel combustion process. In Proceedings of the 71st Scientific and Technical Conference of Faculty, Researchers, Postgraduates and

Students (Part II, pp. 140–142). Odesa: O.S. Popov Odesa National Academy of Telecommunications.

15. Tryfonova, K. V., Babich, V. F., & **Markolenko, T. D.** (2016). Optimization of the fuel combustion process in steam boilers. In Proceedings of the 71st Scientific and Technical Conference of Faculty, Researchers, Postgraduates and Students (Part II, pp. 163–165). Odesa: O.S. Popov Odesa National Academy of Telecommunications.

16. Babich, V. F., & **Markolenko, T. D.** (2015). Modeling of an automatic optimization system for combustion of variable-composition fuel. In Materials of the 70th Scientific and Technical Conference of the Faculty and Students (Part II, pp. 88–91). Odesa: O.S. Popov Odesa National Academy of Telecommunications.

17. **Markolenko, T. D.** (2015). Automatic control system for natural gas combustion in a boiler with flue gas recirculation. In Materials of the 70th Scientific and Technical Conference of the Faculty and Students (Part II, pp. 98–100). Odesa: O.S. Popov Odesa National Academy of Telecommunications.

18. **Markolenko, T. D.** (2014). Mathematical model of the natural gas combustion process. In Materials of the 69th Scientific and Technical Conference of the Faculty and Students (Part III, pp. 143–145). Odesa: O.S. Popov Odesa National Academy of Telecommunications.

19. **Markolenko, T. D.** (2014). Optimization of the fuel combustion process using defined criteria. In Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference of Young Scientists, Postgraduates and Students "Automation and Computer-Integrated Technologies" (April 16–17, pp. 49–50). Kyiv.

20. **Markolenko, T. D.**, & Todortsev, Y. K. (2013). Analysis of control systems for economic efficiency of natural gas combustion. In Proceedings of the 3rd All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Young Scientists, Postgraduates and Students "Automation and Computer-Integrated Technologies" (April 17–18, pp. 78–79). Kyiv.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	20
ВСТУП	21
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ КОТЛАМИ ЗІ ЗМІННИМ СКЛАДОМ ВУГЛЕВОДНЕВОГО ПАЛИВА	30
1.1 Класифікація вуглеводних палив	31
1.2 Аналіз складу вуглеводних палив природного та штучного походження	32
1.2.1 Вуглеводневі гази природного походження	33
1.2.2 Горючі гази штучного походження	34
1.3 Аналіз автоматизованих систем керування спалювання вуглеводневих палив змінного складу в парових котлах.....	37
1.4 Аналіз сучасних методів зменшення викидів, температури та об'єму димових газів, і систем автоматизованого керування.....	44
1.5 Аналіз моделей та методів моделювання автоматизованих систем керування котлами зі змінним складом вуглеводного палива для підвищення енергоефективності.....	53
1.6 Постановка завдання дисертаційної роботи з урахуванням критеріїв ефективності та показників якості спалювання.....	60
1.7 Висновки до першого розділу	63
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЬ ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ КОТЛА ПРИ ЗМІНІ ТЕПЛОТВОРНОЇ ЗДАТНОСТІ ВУГЛЕВОДНОГО ПАЛИВА	66
2.1 Модель об'єкта керування для забезпечення стабільності об'єму димових газів при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива.....	67
2.1.1 Математична модель конвективного газоходу	69
2.1.2 Математична модель процесу спалювання вуглеводневого газоподібного палива	70

2.1.3 Розрахунок теплотворної здатності як регулюючого параметра..	71
2.2 Імітаційна модель розрахунку складу димових газів для сумішей палив змінного складу	75
2.2.1 Розрахунок температури та складу продуктів згоряння	77
2.2.2 Брутто-формула моделі розрахунку складу димових газів для суміші палив	85
2.3 Метод моделювання з урахуванням показників якості	88
2.4 Верифікація моделі на прикладі сумішей різного походження	91
2.4.1 Метано-повітряна суміш	91
2.4.2 Процеси газифікації та повільного піролізу деревини сосни.....	95
2.4.3 Біогаз, утворений в метантенку.....	98
2.5 Розробка методу регулювання теплової потужності котла з урахуванням теплотворної здатності суміші палив	104
2.6 Висновки до другого розділу	108
РОЗДІЛ 3. МЕТОД КЕРУВАННЯ ОБ'ЄМОМ ТА ТЕМПЕРАТУРОЮ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРИ ЗМІННОМУ НАВАНТАЖЕНІ ПАРОВОГО КОТЛА	110
3.1 Можливості автоматизованого керування об'ємом димових газів ...	110
3.2 Розробка методу розрахунку складу суміші вуглеводних палив для забезпечення теплотворної здатності та енергоефективності	115
3.3 Вплив складу суміші вуглеводних палив на параметри димових газів	117
3.3.1 Вибір альтернативного газу з урахуванням екологічної безпеки	117
3.3.2 Методика розрахунку показників якості та термічної ефективності	120
3.4 Вплив параметрів паливної суміші та обладнання на екологічну безпеку та енергоефективність при різних методах керування об'ємом димових газів	124
3.5 Розробка методу керування складом паливної суміші на основі критеріїв ефективності	125

3.6 Розрахунок температури та об'єму димових газів при обраному методі керування	130
3.7 Висновки до третього розділу	134
РОЗДІЛ 4. СПОСІБ АВТОМАТИЗОВАНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ КОТЛА ЗА ТЕПЛОТВОРНОЮ ЗДАТНІСТЮ ВУГЛЕВОДНЕВОГО ПАЛИВА З УРАХУВАННЯМ КРИТЕРІЇВ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ВПЛИВУ НА ДОВКІЛЛЯ	136
4.1 Аналіз схем регулювання потужністю котла	136
4.1.1 Класичні принципи керування	136
4.1.2 Недоліки підходів при змінному складі палива.....	137
4.1.3 Сучасні системи керування для паливних сумішей.....	137
4.2 Новий спосіб регулювання теплової потужності з урахуванням теплотворної здатності палива та впливу на довкілля	138
4.2.1 Новизна способу та оцінка показників якості.....	138
4.2.2 Структура багаторівневої автоматизованої системи керування .	139
4.2.3 Алгоритм керування ефективністю та стабільністю горіння.....	144
4.3 Синтез АСК тепловою потужністю котла з урахуванням критеріїв ефективності	146
4.4 Обчислювальний експеримент. Оцінка впливу на довкілля та стабільність об'єму димових газів.....	153
4.5 Висновки до четвертого розділу.....	160
ВИСНОВКИ.....	162
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	166
ДОДАТОК А. ХАРАКТЕРИСТИКИ РІЗНИХ ВИДІВ ГОРЮЧИХ ГАЗІВ ПРИРОДНОГО ТА ШТУЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ.....	184
ДОДАТОК Б. ДОКУМЕНТИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ	187
ДОДАТОК В. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА	190

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ККД – коефіцієнт корисної дії

NG – природний газ

BFG – доменний газ

COG – коксовий газ

ПЗ – продукти згоряння

МПС – метано-повітряна суміш

АСК – автоматизована система керування

САК – система автоматичного керування

ВЕР – вторинні енергетичні ресурси

ЕР – екстремальний регулятор

САКГ – система автоматичного контролю горіння

ПГ – парникові гази

ВСТУП

Зростання вимог до енергоефективності та екологічної безпеки енергетичних установок обумовлює необхідність пошуку нових підходів до керування технологічними процесами в котельних агрегатах, особливо в умовах змінного навантаження та змінного складу палива. Сучасний стан розвитку енергетичної галузі характеризується активним впровадженням енергоефективних технологій, здатних адаптуватися до змінних умов експлуатації, зокрема до коливань теплового навантаження та складу вуглеводневого палива. Такі зміни, обумовлені як технологічними, так і економічними факторами, зокрема динамікою цін на сертифіковані ресурси, спричиняють ширше використання сумішей палива, що містять несертифіковані компоненти [1–3]. З урахуванням техніко-економічної класифікації палив, особливу увагу привертають газоподібні альтернативні суміші, які суттєво відрізняються за теплотворною здатністю та екологічними характеристиками. Це особливо актуально для теплоенергетичних об'єктів, де котельні установки працюють в умовах змінної теплотворної здатності палива та нестабільного теплового навантаження. Такі умови призводять до погіршення стабільності горіння, зниження теплової потужності, перевитрати палива та зростання викидів шкідливих речовин у довкілля.

У той час як більшість існуючих систем автоматизованого керування не враховують впливу динамічних змін теплотворної здатності палива, постає потреба у розробленні моделей і методів, здатних забезпечити адаптивне керування в умовах реальної експлуатації. У цьому контексті постає необхідність удосконалення систем автоматизованого керування (САК), які мають забезпечувати надійний контроль технологічного процесу за змінних характеристик палива, незалежно від його сертифікації [4]. Зокрема, такі системи повинні ефективно функціонувати в умовах одночасної дії зовнішніх і внутрішніх збурень, зокрема зміни теплового навантаження та складу паливної суміші. Використання змішаного палива на основі сертифікованих і

вторинних енергоносіїв [5] висуває нові вимоги до технологій регулювання процесу спалювання, включаючи обґрунтування показників якості горіння та критеріїв ефективності роботи котельного обладнання.

Зважаючи на глобальну політику декарбонізації, яка передбачає розвиток відновлюваних джерел енергії, актуальною залишається проблема забезпечення гнучкості та диспетчеризації енергетичних систем. Навіть за умов активного впровадження "зеленої" енергетики більшість країн, особливо з обмеженими ресурсами, продовжують експлуатацію традиційних джерел генерації енергії. У зв'язку з цим актуальність даної роботи полягає в розробленні науково обґрунтованих моделей і методів регулювання теплової потужності котлів, які забезпечують стабільну та ефективну роботу за умов змінної теплотворної здатності палива, з одночасним дотриманням екологічних вимог, зниженням негативного впливу на довкілля та підвищенням енергоефективності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконана відповідно до положень чинного законодавства України у сфері енергоефективності, теплопостачання та раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів. Зокрема, дослідження ґрунтується на положеннях Закону України «Про енергетичну ефективність» від 21 жовтня 2021 р. № 1818-IX, Закону України «Про теплопостачання» від 2 червня 2005 р. № 2633-IV, а також Закону України «Про внесення змін до деяких законів України щодо відновлення та "зеленої" трансформації енергетичної системи України» від 30 червня 2023 р. № 3220-IX.

Розробка моделі та методу регулювання теплової потужності котла здійснювалася з урахуванням стратегічних напрямів державної політики, визначених в Енергетичній стратегії України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» (розпорядження КМУ від 18 серпня 2017 р. № 605-р), Національному плані дій з енергоефективності на період до 2030 року, а також Концепції реалізації державної політики у сфері

теплопостачання на період до 2035 року (розпорядження КМУ від 8 грудня 2021 р. № 1618-р).

Окрему увагу приділено дотриманню вимог ДСТУ ISO 50001:2019 «Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанови щодо використання», що сприяє впровадженню системного підходу до підвищення енергоефективності теплотехнічного обладнання в умовах змінних параметрів палива.

Відповідає планам, затверджених Міністерством освіти і науки України, які виконано в Національному університеті «Одеська політехніка» і є складовою частиною держбюджетних НДР за темами: «Підвищення ефективності комп'ютерно-інтегрованих систем управління (КІСУ) за рахунок моделювання нелінійних високоенергетичних динамічних процесів», НДР № 235-47 (№0123U102484), «Розробка моделі та методу математичного забезпечення автоматизованих систем керування, які використовують паливо змінного складу для зменшення енергоємності виробництва», НДР № 206-47 (№ 0122U000566).

Мета та задачі дослідження.

Метою дисертаційної роботи є підвищення енергоефективності роботи парового котла та дотримання екологічних показників якості процесу спалювання шляхом вдосконалення математичної моделі об'єкта керування тепловою потужністю в динамічних режимах функціонування, розроблення методу керування об'ємом димових газів з урахуванням змін теплотворної здатності паливної суміші, а також розробки нового способу автоматизованого регулювання теплової потужності і перевірки ефективності запропонованих рішень на основі обчислювального моделювання для забезпечення стабільної потужності та підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) котла з мінімальним негативним впливом на довкілля.

Для досягнення мети дослідження, необхідно:

– провести аналіз сучасного стану автоматизованих систем керування котлами зі змінним складом вуглеводневого палива з урахуванням їх

класифікації, технологічних властивостей та обґрунтувати необхідність вдосконалення САК;

– розробити модель об'єкта керування теплової потужності котла при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива, що забезпечує стабільність витрати димових газів та достовірне відтворення процесу згоряння;

– розробити метод керування об'ємом та температурою димових газів при змінному навантаженні парового котла, з урахуванням співвідношення компонентів паливної суміші, що дозволяє підтримувати сталий температурний режим і високий ККД;

– розробити спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю вуглеводного палива, який враховує критерії ефективності, показники якості горіння та вплив на довкілля, із забезпеченням сталої витрати димових газів у широкому діапазоні навантажень.

Об'єкт дослідження – процес керування тепловою потужністю парового котла в умовах змінного теплового навантаження та змінної теплотворної здатності вуглеводного палива.

Предмет дослідження – математичні моделі, методи та алгоритми автоматизованого керування тепловою потужністю котла на основі регулювання об'єму димових газів з урахуванням поточного складу паливної суміші.

Методи дослідження. Дослідження виконано з використанням системи диференціальних рівнянь, що описують динаміку роботи парового котла середньої потужності в умовах змінної теплотворної здатності вуглеводного палива; рівняння доповнені ітераційним розрахунком енергетичного балансу між поточним складом продуктів згоряння і параметрами теплоносія за умови сталої витрати димових газів; результати отримано з використанням пакету математичного програмного забезпечення для розв'язування диференціальних рівнянь та моделювання теплотехнічного обладнання; математичне моделювання процесу спалювання суміші палив у повітрі на основі рівнянь

хімічної кінетики з урахуванням ізоентальпійної умови, що забезпечило точність розрахунків температури та складу продуктів згорання; зміну теплотворної здатності паливної суміші враховано шляхом формування брктто-формул з урахуванням якісного складу, що дозволило відтворити закономірності горіння та оцінити показники якості й параметри термічної ефективності; імітаційне моделювання підтвердило адекватність розроблених моделей, а також здатність автоматизованої системи керування забезпечити стабільну теплову потужність котла при змінному складі палива.

Наукова новизна отриманих результатів:

– удосконалено математичну модель процесу спалювання несертифікованого вуглеводневого газоподібного палива шляхом урахування нелінійної зміни теплових потоків у конвективних поверхнях нагріву та впливу коливань об'єму димових газів, що забезпечило стабільність витрати димогазового потоку в умовах змінної теплоти згорання;

– знайшло подальшого розвитку метод і імітаційна модель розрахунку складу та об'єму димових газів при спалюванні вуглеводного палива змінного складу, що дозволяє за заданими характеристиками паливної суміші визначати параметри продуктів згорання або зворотно – формувати склад суміші відповідно до теплового навантаження, забезпечуючи основу для адаптивного керування тепловою потужністю котла;

– вперше запропоновано метод керування об'ємом димових газів при змінному навантаженні котла на основі питомої витрати димових газів на одиницю теплотворної здатності палива, що дозволило стабілізувати температуру продуктів згорання, уникнути конденсації на малих навантаженнях та підвищити ККД котла на максимальних, із одночасним зменшенням питомих викидів CO_2 за рахунок оптимального складу паливної суміші;

– вперше розроблено спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності котла шляхом адаптивного формування паливної суміші з прогнозованою теплотворною здатністю відповідно до поточного теплового

навантаження, із використанням непрямих вимірювань витрати димових газів за перепадом тиску на поверхні теплообміну та їх температурою, що дозволило забезпечити постійну номінальну витрату димових газів на всьому діапазоні потужності та покращило енергоефективність у всьому робочому діапазоні навантажень.

Практичне значення отриманих результатів.

Відому модель котла доповнено залежностями, що враховують вплив змін теплотворної здатності на нелінійні властивості процесу теплообміну в конвективних поверхнях нагріву котла. Це дозволило створити адекватну модель для широкого діапазону зміни паливної суміші та навантаження котла в межах від 100 до 40 %.

Розроблена структура автоматизованої системи керування забезпечує сталу витрату димових газів при збуреннях, спричинених зміною як складу палива, так і теплового навантаження. Реалізація методу регулювання теплової потужності шляхом варіювання складу паливної суміші дозволяє зберегти об'ємну витрату палива сталою, уникнувши модернізації існуючого обладнання.

Такий підхід має низку важливих переваг. По-перше, він дає змогу здійснювати гнучке регулювання потужності без реконструкції чи заміни існуючого обладнання, що суттєво знижує фінансові та технологічні витрати на адаптацію системи до змінних режимів споживання енергії. По-друге, аналіз динаміки зміни складу паливної суміші засвідчив, що частка метану в суміші зменшується швидше, ніж загальна теплова потужність установки. Це означає, що при зниженні навантаження одночасно знижується вміст вуглецевих компонентів у суміші, що беруть участь у процесі горіння.

Зменшення частки метану, як основного джерела вуглецевих сполук у паливі, призводить до відповідного зниження вмісту вуглекислого газу (CO_2) у продуктах згоряння. Це відкриває можливості для підвищення екологічної ефективності та зменшення парникових викидів без втрати експлуатаційної надійності.

Таким чином, результати дослідження демонструють перспективність розробленого методу як з позиції енергоефективності, так і з точки зору екологічної безпеки.

Матеріали дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес Національного університету «Одеська політехніка» при підготовці бакалаврів та магістрів за напрямом «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» в Інституті штучного інтелекту та робототехніки (ІШІР) на кафедрі «Програмних і комп'ютерно-інтегрованих технологій» при викладанні наступних дисциплін: Моделювання процесів і систем; Автоматизація виробничих процесів; Оптимальні та адаптивні системи управління; Сучасні системи керування.

Особистий внесок здобувача.

Усі наукові результати, викладені в дисертації, отримані автором самостійно. Автору належать основні ідеї, пов'язані з удосконаленням моделі об'єкту керування теплової потужності котла та розрахунку складу та об'єму димових газів при спалюванні вуглеводного палива змінного складу, а також розробкою нового методу керування об'ємом димових газів та способу автоматизованого регулювання теплової потужності котла при змінній теплотворній здатності вуглеводневого палива для підвищення енергоефективності та екологічної безпеки. Здобувачем самостійно сформовано наукову концепцію, розроблено математичні моделі, алгоритми керування, структурні схеми систем і виконано моделювання та експериментальну перевірку результатів.

У роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належать:

у [6, 10] – постановка задачі автоматичного регулювання теплової потужності з урахуванням змінної теплотворної здатності, розробка базової математичної моделі горіння газу в котлі, синтез адаптивного регулятора з урахуванням зміни складу палива, а також дослідження впливу коливань теплотворної здатності на реакцію системи керування та участь у побудові функціональної структури САК;

у [7, 8] – розробка методу оцінювання поточної теплотворної здатності палива за вимірними параметрами та інтеграція цієї оцінки до контуру керування;

у [9] – удосконалення математичної моделі горіння шляхом введення змінної концентрації компонентів палива, а також участь у аналізі впливу складу паливної суміші на стійкість теплового режиму;

у [11, 12] – регулювання об'єму продуктів згорання при спалюванні сумішей із альтернативними газовими компонентами, моделювання зміни ККД котла, побудова моделі впливу зміни навантаження на об'єм газоподібних продуктів згорання, а також визначення залежностей між параметрами керування та тепловим навантаженням;

у [13] – аналіз теплотехнічних особливостей горіння твердих побутових відходів та участь у розробці спрощеної моделі теплового навантаження котла під ці умови;

у [14, 15] – постановка задачі зменшення викидів парникових газів шляхом підмішування альтернативних компонентів у паливо, попереднє моделювання впливу на викиди CO_2 , визначення функції мети для екологічної оптимізації, а також побудова схеми контролю і корекції навантаження з урахуванням прогнозованого ефекту;

у [16*, 17, 18, 19, 20, 21] – побудова математичних моделей процесу спалювання природного газу з урахуванням змінного складу палива та параметрів режиму горіння, моделювання взаємозв'язків між витратою палива, коефіцієнтом надлишку повітря, температурою продуктів згорання, участь у побудові структур автоматичного керування й адаптації моделі до динамічних режимів;

у [22*, 23, 24, 25] – формування узагальненого критерію оптимізації для зменшення втрат теплоти та токсичних викидів, розробка функцій цільової ефективності (економічність, екологічність, стабільність) і участь у порівняльному аналізі існуючих підходів до автоматизованого керування горінням палива.

*– у публікаціях [16], [22] авторка зазначена як Бакшанська Т.Д., що відповідає попередньому прізвищу здобувача.

Апробація результатів роботи.

Результати проведеного дисертаційного дослідження були представлені, обговорені і отримали схвалення на таких конференціях: I Міжнародна науково-практична конференція «Science and Information Technologies in the Modern World» Афіни, Греція, 2025 р.; II Міжнародна науково-практична конференція «Modern Science, Economy and Digital Innovation» Бухарест, Румунія, 2025 р.; VIII Міжнародна науково-практична конференція «Current trends in scientific research development» Бостон, США, 2025 р.; VIII Міжнародна науково-практична конференція «Scientific research: modern challenges and future prospects» Мюнхен, Німеччина, 2025 р.; I Міжнародна науково-практична конференція «The Future of Science, Technology and Economy» Софія, Болгарія, 2025 р.; 69 – 72 науково-технічні конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (ОНАЗ ім. О. С. Попова, Одеса, 2014–2017 рр.); I та III Всеукраїнські науково-практичні конференції молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (Київ, 2013, 2014 рр.).

Публікації. Результати наукових досліджень опубліковані в 20 друкованих працях, з них 6 – у спеціалізованих наукових виданнях (1 публікація – у міжнародній науково метричній базі SCOPUS, 1 публікація – у наукових фахових виданнях України, категорії «А»), 13 – доповідей та тез доповідей на міжнародних, всеукраїнських та науково-технічних конференціях, 1 патент України на винахід.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 137 найменувань й 3 додатки. Загальний обсяг роботи становить 194 сторінки (з них 144 – основного тексту). До роботи також входять 20 рисунків й 18 таблиць.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ КОТЛАМИ ЗІ ЗМІННИМ СКЛАДОМ ВУГЛЕВОДНЕВОГО ПАЛИВА

При безперервному підвищенні вартості основних енергоресурсів (вугілля, природного газу, продуктів нафтопереробки), теперішній час характеризується пошуком і освоєнням несертифікованих видів вуглеводневого палива. До них відносять газоподібні, рідкі і тверді види палив різного походження.

Спільною рисою при використанні основних енергоресурсів є сталість їх складу (стандартизація) і, як наслідок, сталість теплотворної здатності. Це дозволяє при періодичному режимному налагодженні обладнання забезпечувати ефективне спалювання палива при мінімізації шкідливих викидів. Такий підхід для несертифікованих видів палив не прийнятний: їх склад, а отже і теплотворна здатність, не залишається постійним в процесі спалювання. Зміна хімічного складу відбувається випадковим чином, в будь-який момент часу.

Використання вуглеводних палив змінного складу, якісний склад і відповідно теплотворна здатність яких змінюється з часом, унеможливорює їхнє спалення з дотриманням нормативних показників продуктів згоряння. Під час експлуатації енергетичних установок на різних за якістю видах вуглеводного палива виникає необхідність забезпечення проектних характеристик відповідно до вимог технологічного процесу.

Перший розділ дисертаційної роботи спрямований на аналіз можливого складу вуглеводневих газів, аналіз автоматизованих систем керування за зміною складу та об'ємом димових газів при спалюванні вуглеводних палив у парових котлах. Крім цього, розглядається питання стану відомих моделей та методів, які використовуються для моделювання автоматизованих систем керування котлами зі змінним складом вуглеводного палива.

1.1 Класифікація вуглеводних палив

Вуглеводневі палива виступають основним джерелом енергії в сучасній промисловості та енергетиці, забезпечуючи понад 80% глобального енергоспоживання. Їх систематизація проводиться за фізичним станом, джерелом походження, екологічними характеристиками та теплотдатністю, що має важливе значення для вибору оптимальних методів їх спалювання та керування процесами згоряння. На рисунку 1.1 наведена класифікація вуглеводних палив.



Рис.1.1. Класифікація вуглеводневих палив

За фізичним станом вуглеводневі палива поділяються на три основні групи:

- газоподібні (метан, попутний нафтовий газ, синтез-газ);

- рідкі (нафта, бензин, дизельне паливо, мазут, біодизель);
- тверді (вугілля, торф, горючі сланці, кокс).

Такий поділ є базовим при виборі технологій спалювання, транспортування та зберігання палив [26].

За джерелом утворення розділяють:

- природні палива: добуваються безпосередньо з надр Землі або з використанням мінімальної обробки. Це природний газ, нафта, вугілля;
- штучні (вторинні): отримуються шляхом переробки природних палив або за допомогою біохімічних процесів. Наприклад, бензин і дизельне паливо (переробка нафти), біогаз (ферментація органічних відходів), синтетичне паливо (Fischer–Tropsch-синтез).

Також палива поділяються на фосильні (викопні) та альтернативні (відновлювані), а з точки зору екологічності – на чисті (низькі викиди) і брудні (високі викиди шкідливих речовин) [27].

Критичною характеристикою для вибору методу спалювання є теплота згоряння. Теплотворна здатність (вища теплота горіння, HHV) визначає кількість енергії, що виділяється при повному згорянні одиниці маси палива [28]. Залежно від величини HHV палива поділяють на три групи:

- висококалорійні палива ($\text{HHV} > 40 \text{ МДж/кг}$);
- середньокалорійні палива ($20 - 40 \text{ МДж/кг}$);
- низькокалорійні палива ($\text{HHV} < 20 \text{ МДж/кг}$).

Цей розподіл дозволяє обґрунтовано підходити до вибору технологічних рішень під час експлуатації котельного обладнання різного призначення.

1.2 Аналіз складу вуглеводних палив природного та штучного походження

Горючі гази, що використовуються в енергетичних системах, походять як із природних джерел, так і є продуктами технологічних процесів. Вони є

побічними продуктами таких виробництв, як металургія та нафтопереробка, і містять компоненти, що згорають, такі як водень, вуглеводні та інші гази.

Експлуатація енергетичних установок для генерації пари з автоматичним регулюванням змінних режимів при використанні різних видів палива потребує дотримання температурних параметрів факела, що відповідають технологічним вимогам. Найбільш ефективним рішенням у таких умовах є використання пальників із регульованими параметрами як для повітряного, так і для газового тракту. Це дозволяє забезпечити оптимальний тепловий режим незалежно від навантаження чи виду палива. Включення таких пальників в автоматизовані системи регулювання значно підвищує економічність і надійність роботи енергетичних установок.

До того ж, утилізація несертифікованих природних і штучних газів ставить завдання їх максимальної переробки, яке мало досліджене в літературі. При повному згорянні природного газу утворюються CO_2 , N_2 і водяна пара. Якщо в продуктах згорання міститься O_2 , це вказує на надлишок повітря. Продуктами неповного згорання можуть бути CO , H_2 , CH_4 , важкі вуглеводні гази та сажа. Тому важливо на етапі аналізу оцінити їхній склад і теплотворну здатність.

1.2.1 Вуглеводневі гази природного походження

Природні горючі гази (природний і сланцевий гази, гази факельних викидів, шахтний метан) – газоподібні вуглеводневі гази, які складаються в основному з метану (від 82 % до 98 %) і інших вуглеводнів – етану, пропану, бутану, пентану (від 1 до 8 %), що входять у поняття «важкі вуглеводні». Також природні гази містять невелику кількість негорючих, або баластових, газів – азоту N_2 (від 1 до 8 %) і вуглекислого газу CO_2 (менш 1 %), а також шкідливих домішок: сірководню, смоли, пилу, аміаку, від яких гази очищають до подачі їхнім споживачам [29]. Склад газів природного походження відрізняється один від одного різною молекулярною вагою, яка лежить в межах від 15 до 22 одиниць [30]. У додатку А наведені характеристики різних

видів горючих газів природного походження, які далі будуть використовуватися для розрахунків.

1.2.2 Горючі гази штучного походження

Найпоширенішими видами штучних горючих газів є коксовий і генераторний гази. Ці гази вважаються вторинними енергоресурсами (ВЕР), а їх утилізація допомагає раціональному і ефективному енергозабезпеченню.

Застосування штучних горючих газів як палива, склад і теплотехнічні властивості яких випадково змінюються з часом, ускладнює контроль процесу спалювання за допомогою стандартних автоматичних систем, що робить його менш економічно вигідним і екологічно безпечним.

Штучні горючі гази отримують з кам'яного і бурого вугілля, торфу, горючих сланців [31], а також при переробці нафти та візбрекінгу нафтопродуктів, а також з деревини, рослинної маси і відходів тваринництва [32; 33].

Під час коксування вугілля з 1 тони отримують 750-800 кг коксу, 175-140 кг коксового газу (350-280 м³) та 25-40 кг кам'яновугільної смоли. Розглянемо основні гази, отримані при коксуванні вугілля, та їхні якісні характеристики [34].

Якість горючих газів оцінюють за їх жаровою продуктивністю, на основі якої виділяють три основні групи. Гази першої групи характеризуються низьким вмістом негорючих (баластних) компонентів і мають жарову продуктивність понад 2000 °С, тому їх можна ефективно використовувати у високотемпературних технологічних процесах, таких як металургія, виробництво скла або кераміки. До цієї групи належать коксовий газ з кам'яного вугілля та сланців, генераторні гази (парокисневий і водяний), а також деякі гази, що отримуються під час переробки нафти (перегонка, крекінг, візбрекінг) [35].

До другої групи належать гази з помірним вмістом баластних компонентів (від 20 до 70 %) і мають жарову продуктивність від 1500 до

1800 °С. Їх використовують у процесах, що не вимагають дуже високих температур, наприклад у технологіях сушіння або в теплотехнічних установках для виробництва гарячої води, пари чи нагріву повітря. Серед таких газів найбільш відомими є генераторний пароповітряний газ з бурого вугілля та доменний газ, що отримується у металургійній промисловості.

Гази третьої групи містять значну кількість негорючих компонентів (понад 70 %) і мають жарову продуктивність нижче 1200 °С, через що мають обмежені можливості для практичного застосування [36]. Їх використовують переважно в низькотемпературних процесах або як допоміжне паливо для утилізації. До цієї групи належать газ підземної газифікації бурого вугілля, газ піролізу деревини та біогаз, отриманий з біомаси шляхом метанового бродіння.

Особливу групу складають гази, отримані під час переробки нафти. Завдяки високому вмісту вуглеводнів і водню вони є не тільки високоефективним паливом, а й цінною сировиною для хімічної промисловості. Теплота згоряння таких газів варіюється від 33,5 до 134,1 МДж/м³, а жарова продуктивність – від 2120 до 2190 °С. Середня максимальна жарова продуктивність ($t_{\text{макс}}$) для газів нафтопереробки становить 2130 °С. Основні процеси нафтопереробки включають перегонку, термічний та каталітичний крекінг, а також візбрекінг [37].

Термічний і каталітичний крекінг – це процеси руйнівної переробки нафти, спрямовані на отримання переважно моторних видів палива та газів. Крекінг нафти прискорюється за рахунок використання каталізаторів і підвищення тиску до 7 МПа. У результаті крекінгу вихід бензину зростає до 40-70%, а газів – до 10-20%. Гази, отримані в цьому процесі, характеризуються високим вмістом водню та низьким вмістом вуглеводнів.

У процесі візброкінгу важкі нафтові фракції нагрівають до приблизно 700 °С, що дозволяє отримати 40-75% рідких продуктів, 10-12% газів і 12-20% залишку. Отримані гази багаті ненасиченими вуглеводнями.

При газифікації деревини склад продуктів піролізу сильно залежить від сировини та умов процесу, таких як температура і тиск [33; 38, 39].

Біогаз, отриманий метановим бродінням біомаси, утворюється під впливом трьох типів бактерій: гідролізних, тих, що утворюють кислоту, і тих, що утворюють метан. Після видалення з біогазу вуглекислого газу отримують біометан – газоподібне паливо з властивостями, подібними до природного газу, яке відрізняється лише тим, що має біологічне походження [40]. Характеристики горючих газів штучного походження наведено у додатку А Таблиця А.2.

Широке розмаїття складів і властивостей горючих газів зумовлює їх різне технічне та економічне призначення. Високоякісні гази з першої групи здатні забезпечити стабільне горіння з високою температурою полум'я, що робить їх придатними для термічної обробки матеріалів, плавлення металів і хімічних процесів, де потрібна значна кількість тепла. Гази другої групи частіше застосовуються як замітники природного газу або в змішаних системах спалювання, особливо в умовах обмеженого доступу до основних джерел енергії. Газоподібне паливо третьої групи використовується здебільшого на місці його утворення, зокрема в системах енергозабезпечення малих підприємств або сільськогосподарських об'єктів.

Таким чином, природні гази характеризуються стабільним складом (насамперед метан), що дозволяє ефективно керувати процесами згоряння. Натомість штучні гази мають склад, що потребує гнучких і адаптивних рішень з боку систем автоматичного керування.

Аналіз складу і методів отримання несертифікованих газів у нафтопереробній та металургійній промисловості, піролізу деревини і біотехнологій показує, що ці гази використовуються для зниження енергетичних витрат у власних технологічних процесах, але майже не застосовуються як вторинні енергоресурси для інших споживачів через нестабільність калорійних характеристик.

Дослідження технологій виробництва несертифікованих вуглеводневих газів підтвердило їх потенціал у зниженні залежності від природних вуглеводнів. У подальших дослідженнях слід проаналізувати наявні автоматизовані системи керування вуглеводневих палив змінного складу.

1.3 Аналіз автоматизованих систем керування спалювання вуглеводневих палив змінного складу в парових котлах

Питання забезпечення оптимального процесу спалювання палива завжди було одним із ключових напрямів у галузі енергетики. Система автоматичного контролю горіння (САКГ) виконує важливу функцію в загальній структурі керування паровим котлом, забезпечуючи стабільність і ефективність його роботи. Протягом тривалого періоду експлуатації та модернізації котельних установок було розроблено та впроваджено велику кількість стандартних алгоритмів і структур керування для різних типів палива – твердого, рідкого та газоподібного. Проте в переважній більшості таких рішень передбачалося, що зміна складу використовуваного палива в процесі експлуатації буде незначною та залишатиметься в межах заданого технологічного допуску. Це обмеження створює труднощі при переході на змінні або альтернативні паливні суміші, що актуалізує потребу в адаптивних або інтелектуальних системах керування горінням.

Автоматизоване керування енергетичними системами в динамічних режимах з урахуванням зовнішніх збурень, зокрема змін паливного складу, є предметом широкого дослідження. Так, Lund та ін. [41] представили концепцію «розумних енергетичних систем», здатних адаптуватися до коливань навантаження та складу палива. Olivares та ін. [42] проаналізували сучасні підходи до контролю мікромереж із розподіленими джерелами енергії. Gilman [43] зосередився на інженерії систем керування котлами, а Skogestad [44] запропонував аналітичні правила спрощення моделей і налаштування PID-контролерів для стабільного функціонування під час змінних умов.

Традиційні методи регулювання теплового навантаження розглянуто в [45, 46]. У сучасних системах автоматичного керування (САК) котельних установок основною метою є забезпечення стабільних параметрів роботи, зокрема тиску перегрітої пари або її витрати. Такі САК зазвичай реалізуються у двох основних модифікаціях залежно від типу вхідного сигналу [45].

Перша модифікація ґрунтується на використанні сигналу витрати палива, що подається до пальникових пристроїв. Цей варіант ефективний за умови стабільної теплотворної здатності палива та сталого режиму функціонування котла. Проте, якщо відбувається істотна зміна теплового навантаження або коливаються характеристики пального, виникає потреба у переналаштуванні регулятора, зокрема на підтримання тиску [45]. Така схема має обмежену адаптивність і не підходить для випадків, коли склад палива змінюється в реальному часі.

Друга модифікація передбачає керування на основі сигналу тепловиділення у камері згоряння. Цей підхід дає змогу враховувати змінність якісного складу рідкого або газоподібного палива. Він особливо ефективний при спалюванні сумішей або палива непостійного походження [46]. На енергетичних котлах, що працюють на твердому паливі, зазвичай реалізують саме такий тип САК із сигналом «тепло», оскільки для них властиві значні коливання теплотворної здатності [46].

Інформаційним сигналом у таких системах часто є швидкість зміни тиску в барабані котла, що забезпечує гнучке керування процесом горіння. Проте у водогрійних котлах, де тиск води є практично постійним, використання цього підходу ускладнюється [45].

Крім того, при зниженні навантаження котла спостерігається нерівномірний перерозподіл теплових потоків у топці та газоходах, що призводить до зниження ККД. Тому застосування САК на основі витрати палива є неефективним у випадках використання вуглеводневого палива змінного складу або при роботі котла в нестабільних режимах [46].

Незважаючи на тривалий досвід експлуатації парових котлоагрегатів, удосконалення їхніх систем керування в умовах маневрених режимів залишається актуальним завданням. Особлива увага приділяється регулюванню навантаження [47, 48]. Зокрема, у роботі [49] автори розробили data-driven модель і прогнозний контролер для котло-турбінного блоку, що дозволяє ефективно регулювати теплове навантаження при швидких змінах режиму роботи.

Цікавими є дослідження методів feed-forward компенсації впливу основного збурення – флуктуацій витрати доменного газу – у системах регулювання теплового навантаження барабанних котлів. У роботі [50] автори показали, що побудова двозв'язного компенсатора на основі інверсії передавальної функції PI-регулятора та динамічного коректора другого порядку з урахуванням затримки дозволяє суттєво знизити амплітуду випадкових коливань теплового потоку. Спочатку модель об'єкта описують двополюсною передавальною функцією з запізнюванням, що адекватно відтворює «швидкі» та «повільні» компоненти реакції котла. Далі статистичний аналіз експериментальних даних витрати доменного газу – розклад у низько- і височастотні складові, кореляційні функції та спектральні густини – слугує основою для налаштування параметрів частотного коректора. Для оцінки ефективності застосовують три класичні критерії якості регулювання (IAE, ISE, ITAE), що дає змогу вибрати оптимальні налаштування компромісу між швидкістю переходу та стійкістю системи. Імітаційне моделювання продемонструвало, що така feed-forward стратегія знижує дисперсію помилки та покращує точність підтримки заданого теплового навантаження навіть за наявності інтенсивних зовнішніх і внутрішніх збурень [50]. Аналогічно, у [49] автори продемонстрували: поєднання data-driven моделювання та предиктивного контролю, з feed-forward урахуванням змін палива, забезпечує швидке відновлення заданого теплового навантаження при маневрених режимах й знижує ковзні помилки регулювання.

Також досить актуальним є ресурсозбереження та підвищення енергоефективності підприємств як для економіки в цілому [51], так і в конкретних галузях промисловості [52]. Зокрема, Річард Хайнберг у своїй книзі показує, що альтернативна енергетика поки що не може забезпечити розвиток промислового виробництва [53].

Основною проблемою відновлюваних джерел енергії є високі втрати під час перетворення одного виду енергії на інший, а також те, що більшу частину виробленої таким чином енергії не можна зберігати. У свою чергу, на даний час вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) досить широко використовуються у виробничих процесах. До них належать теплові, надлишкового тиску та паливні ВЕР [54]. Перші два види слід віднести до сфери підвищення енергоефективності виробництва. Використовуються в тому вигляді, в якому вони отримані, і, як правило, за місцем отримання. Це, безумовно, важливо, але не може бути основою для зниження енергоємності виробництва там, де таких ресурсів немає. Інша ситуація з горючими відновлюваними джерелами енергії. На даний момент вони також зазвичай використовуються на місці їх виробництва. Найчастіше і в найбільших обсягах вони виробляються в газоподібному вигляді: доменні гази, мартенівські гази, гази коксохімічної переробки вугілля, нафтопереробки, гази після дегазації шахт, звалищні гази та ін. [54].

Це універсальні енергоносії, і в такому вигляді їх можна використовувати в стандартному обладнанні (без значних додаткових фінансових витрат) і виробляти ті види енергії, які необхідні в даному місці або в даний час. Вони легко транспортуються без зміни енергетичних характеристик (за допомогою трубопроводів). Їх можна спалювати в стандартних котлах для виробництва гарячої технологічної води та пари, що відбувається на металургійних заводах. Їх можна використовувати як паливо в двигунах (поршневих або турбінних) для виробництва електроенергії тощо. Крім того, горючі ВЕР мають низьку або навіть нульову собівартість, оскільки всі витрати на вихідну сировину та технологічний процес, що призводить до

їх утворення, відносяться на основний продукт. Таким чином, використання горючих ВЕР можна вважати оптимальним варіантом зниження енергоємності (за вартістю) продукції.

У статті [55] розглядається оптимізація роботи енергетичних котлів, які працюють на суміші природного газу та відновлюваних енергетичних ресурсів (ВЕР) з високою нестабільністю тиску і калорійності. Запропоновано застосування методу динамічного факторного аналізу для оцінки поточної калорійності ВЕР під час горіння в топці котла. Для зменшення використання первинних енергетичних ресурсів за рахунок застосування ВЕР у котлах пропонується впровадження контурів автоматичного регулювання, які охоплюють подачу палива, повітря, контроль розрідження в топці, а також регулювання режимних параметрів. Розроблена система автоматичного регулювання подачі повітря і розрідження в топці дозволяє максимізувати ККД котла. Використання цієї системи сприяє зменшенню споживання природного газу за рахунок підвищення ефективності згорання паливної суміші. Запропоновані структури систем автоматичного регулювання можуть бути застосовані не лише в котельних установках, але й у ширшому спектрі технологічних процесів, пов'язаних зі спалюванням палива.

Описано загальний підхід до енергозберігаючого керування паровими котлами на теплових електростанціях [56]. У моделі та функціональні залежності системи управління котельною установкою включені параметри активаторів горіння, які сприяють покращенню процесу спалювання палива низької якості. Представлено метод, який дозволяє підвищити точність вимірювання та регулювання подачі твердого палива в топку котла на ТЕС. Розроблена автоматизована система контролю подачі активаторів горіння, яка базується на оцінці якості й кількості палива, що використовується.

У дослідженні [57] представлено варіант побудови системи автоматичного керування (САК) тепловим навантаженням барабанного котла, що функціонує в умовах випадкових змін витрати газових компонентів паливної суміші, зокрема доменного і коксового газів. Особливістю описаної

системи є те, що регулюючий вплив реалізується виключно за рахунок зміни витрати природного газу, який виступає як керований енергетичний компонент суміші. Такий підхід дозволяє частково компенсувати флуктуації в теплотворній здатності загального палива без потреби в прямому регулюванні кожного із нестабільних компонентів суміші.

Один із центральних елементів розглянутої САК – використання компенсатора основного збурення, яким виступає витрата доменного газу [57]. Математичне та імітаційне моделювання системи в умовах дії випадкових збурень витрати доменного газу демонструє, що такий підхід сприяє стабілізації теплового навантаження і дозволяє утримувати параметри процесу спалювання в заданому діапазоні. У межах цього ж дослідження проаналізовано альтернативний підхід до регулювання теплового навантаження барабанного котла, адаптований для використання горючих штучних газів із нестабільними фізико-хімічними характеристиками.

Для вдосконалення динамічних властивостей САК за тепловим сигналом було запропоновано підвищити ефективність регулювального впливу шляхом застосування додаткового технологічного елементу – компресора. Установлення компресора в лінії подачі штучного газу дозволяє збільшити його тиск перед регулюючим органом. Це забезпечує зростання масової витрати газу навіть у випадку повністю відкритого положення регулюючого елемента. Завдяки такому рішенню компенсується низька густина та/або недостатня теплотворна здатність штучного газу, що покращує загальну ефективність процесу спалювання та розширює діапазон регулювання теплової потужності котла.

Окрему увагу в літературі [4; 58] приділено варіанту реалізації САК для умов спільно-роздільного спалювання суміші декількох газів – доменного, коксового та природного. У таких випадках витрата кожного компонента палива може змінюватися незалежно, що суттєво ускладнює задачу керування. У відповідь на це запропоновано вдосконалення типових САК шляхом впровадження комбінованої системи, яка поєднує регулювання за тепловим

сигналом із функціональними елементами для компенсації випадкових збурень. Такий підхід забезпечує не лише утримання необхідного теплового навантаження, а й зменшує вплив неконтрольованих змін складу паливної суміші на стабільність параметрів процесу.

Результати моделювання демонструють, що запропонована комбінована САК здатна ефективно працювати в широкому діапазоні режимів роботи котла. Зокрема, вона виявляє високу адаптивність до раптових змін витрат газів, що робить її доцільною для впровадження на енергетичних установках, які використовують гнучке паливне забезпечення з використанням штучних, побічних або змішаних газів.

Однак цей спосіб частково вирішує проблему, оскільки дає можливість тільки регулювати навантаження котла при використанні несертифікованого вуглеводневого газу, але його склад не змінюється випадковим чином у часі. Наведений спосіб передбачає технічну реалізацію подачі неатестованого газу на пальник, але не для способу регулювання теплової потужності котла. Більше того, забезпечення заданої масової витрати горючого газу через пальникові пристрої при підвищеному тиску негайно призводить до дроселювання цього потоку, що в кінцевому підсумку при незмінній прохідній площі котла призводить до збільшення швидкості димових газів і збільшення в їх температурі на виході з котла, що призводить до різкого зниження теплової ефективності.

Зазначені недоліки відомих автоматизованих систем керування призводять до неможливості отримання постійної витрати димових газів у топку котла при зміні теплової потужності (навантаження) котла. Основна технологічна проблема полягає в тому, що при пропорційній зміні витрати димових газів у випадках використання сертифікованих або несертифікованих вуглеводневих газів швидкість димових газів у топці котла зменшується, що призводить до зниження коефіцієнта тепловіддачі і практично зводить його до неможливо регулювати при низьких рівнях теплової потужності [59].

Таким чином, існуючі автоматизовані системи керування (АСК) здебільшого орієнтовані на стабільні типи палива з передбачуваними характеристиками. У випадку із змінним складом газоподібного палива традиційні підходи виявляються недостатньо ефективними.

Типові схеми регулювання ґрунтуються на стабільній теплотворній здатності палива або сталому навантаженні. При зміні складу або теплотворної здатності палива або теплоти згоряння ефективність таких схем різко знижується, що призводить до нестабільності режимів та зниження ККД обладнання. Ключовим завданням для розробки нових САК є забезпечення постійної витрати димових газів незалежно від складу палива, збереження екологічних характеристик і підтримка високої ефективності процесу згоряння.

У подальших дослідженнях слід проаналізувати сьогоденні методи зниження викидів димових газів та наявні автоматизовані системи керування об'ємом димових газів при спалюванні вуглеводневих палив.

1.4 Аналіз сучасних методів зменшення викидів, температури та об'єму димових газів, і систем автоматизованого керування

Продукти спалювання сертифікованого або несертифікованого вуглеводного палива – вуглекислий газ (CO_2), який є парниковим газом, а також оксиди азоту та сірки, які давно визнані забруднювальними речовинами. Щоб уникнути постійного накопичення CO_2 в атмосфері, у всьому світі вживаються зусилля з кількох напрямків для боротьби з накопиченням CO_2 в атмосфері. Згідно з Паризькою угодою [60], усі країни повинні прагнути до 2050 року скоротити всі кумулятивні непродовольчі викиди CO_2 до нуля.

Оперативне регулювання потужності енергетичних установок у широкому діапазоні є ключовою характеристикою здатності до диспетчеризації. Така гнучкість особливо важлива в умовах нестабільного навантаження або змін у структурі паливопостачання. Водночас гостро стоїть

питання зменшення обсягів викидів парникових газів за всією шкалою навантаження, особливо для систем, що функціонують на основі викопного палива, характерного для традиційної вуглеводневої енергетики.

Перспективним напрямом вирішення цієї екологічної проблеми є заміна викопного палива на водень. Використання водню як енергетичного ресурсу дозволяє виключити прямі викиди CO_2 , оскільки продуктом його згоряння є лише водяна пара. Однак, як свідчать попередні оцінки й аналітичні дослідження, реалізація водневої стратегії вимагає подолання низки складних технічних і економічних бар'єрів [61]. Передусім, мова йде про необхідність значних інвестицій у створення потужностей з виробництва водню, розвиток відповідної логістики (зокрема інфраструктури для транспортування і зберігання), а також модернізацію або повну заміну існуючого енергетичного обладнання для адаптації до водневого палива.

Враховуючи це, на поточному етапі замість повного переходу до водневої енергетики доцільно впроваджувати проміжні рішення, що дозволяють поступово знижувати викиди парникових газів. Зокрема, йдеться про змішування водню з традиційним метаном, що не потребує повної перебудови паливної інфраструктури. Іншим варіантом є спалювання біомаси або інших видів органічної сировини невидобувного походження, що має потенціал зменшення екологічного навантаження за умови дотримання спеціального технологічного регламенту [15].

Станом на 2021 рік основний обсяг промислового водню – приблизно 96% із загального обсягу в 60 млн тонн на рік – продовжує вироблятися із викопного палива: 49% з природного газу, 29% з рідких вуглеводнів і 18% із вугілля [62]. Тільки 4% отримують шляхом електролізу води, переважно за рахунок електроенергії з традиційних джерел. Це створює значне непряме вуглецеве навантаження [63]. Оскільки процеси виробництва водню залежать від споживання викопної енергії, то навіть використання самого водню як палива може призводити до більших сумарних викидів CO_2 порівняно з

прямим спалюванням традиційного палива за рівної енергетичної ефективності.

За відсутності достатньо масштабованих рішень для виробництва вуглецевонейтрального водню (так званого «зеленого» – на основі ВДЕ, або «помаранчевого» — на основі ядерної енергії), наразі доцільним вважається тестування «сірого» водню в рамках експериментальних і демонстраційних програм для оцінки впливу на довкілля. У цьому контексті важливо враховувати можливості АЕС як постачальників водню. Завдяки науковим дослідженням [64, 65], що спрямовані на підвищення стійкості паливних елементів реакторів у змінних режимах, атомні станції можуть бути ефективно залучені до забезпечення стабільного водневого виробництва. Крім того, моделі автоматизованого керування АЕС, які забезпечують гнучке регулювання потужності з урахуванням зовнішнього навантаження, роблять можливим контрольований процес електролізу або термохімічного окиснення водню [66, 67].

Водночас питання безпеки використання метано-водневих сумішей у традиційних котлах залишається предметом активних досліджень [68, 69]. Зокрема, встановлено, що при вмісті водню до 50% у паливній суміші зміни енергетичних і екологічних характеристик залишаються в межах припустимого рівня [68], проте при збільшенні концентрації до цього рівня виникають певні ризики, пов'язані з вибухонебезпечністю суміші. Наприклад, у [69] зазначено, що 25% водню у суміші – безпечна межа, а 50% вважається помірно небезпечною при штатній експлуатації. При цьому навіть незначний витік метано-водневої суміші може становити загрозу через дуже низьку мінімальну енергію займання водню – лише 0.020 мДж (проти 0.29 мДж для метану), що свідчить про порядок різниці.

Окрім безпекових аспектів, водень має специфічні теплофізичні властивості, які ускладнюють його використання на існуючому обладнанні. Хоча гравіметрична теплотворна здатність водню вища, ніж у метану (119.9 МДж/кг проти 45.8 МДж/кг), його об'ємна теплота згоряння значно нижча –

10.7 МДж/м³ проти 33 МДж/м³ відповідно [61, табл. 1]. Це означає, що при подачі водню в газоподібному стані через ті самі газові тракти може виникнути зниження теплової потужності обладнання, якщо не буде враховано адаптацію геометрії паливної арматури.

Зазначимо, що не всі горючі гази призводять до утворення CO₂. До таких газів можна віднести вторинні гази, що виробляються або утилізуються. Наприклад, піроліз, газогенераторні гази від відходів сільського господарства або переробки деревини, доменний газ, коксовий газ. При використанні доменного і коксового газів викиди CO₂ як парникового газу пов'язані з основним технологічним процесом (виробництво коксу, виплавка чавуну) і вже враховані. З цієї причини, коли такі гази використовуються замість природного газу (NG), скорочення використання NG слід вважати еквівалентним скороченню викидів відповідної кількості CO₂ як парникового газу.

Відходи сільського господарства та деревини можна розглядати як відновлювані джерела для виробництва піролізного та генераторного газів. З цієї причини CO₂, що утворюється в результаті їх спалювання, також не класифікується як парниковий газ. Виходячи з вищесказаного, одним із шляхів зменшення парникового ефекту від викидів CO₂ є зменшення кількості використовуваного природного газу шляхом заміни частково або повністю вторинними або утилізованими газами в технологічних процесах. Питання визначення складу продуктів згоряння горючих газів розглядаються в багатьох роботах, наприклад, у роботі Карпа І. Н., Сороки Б. С., Дашевського Л. Д., Семерніної С. Д., 1967.

В якості одного з варіантів можна розглядати використання доменного (BFG) та коксового газів (COG) в суміші один з одним. Так, у [70] розроблено раціональні способи заміни природного газу (NG) в опалювальних приладах сумішшю BFG і COG. Акцент робиться на економії енергоресурсів, що також можна розглядати як скорочення викидів CO₂ як парникового газу.

Економічність роботи котла оцінюється за його ККД, рівному відношенню корисної теплоти, витраченої на генерування і перегрів пари, до розташовуваної теплоти, що могла бути отримана при спалюванні всього палива [71].

Зараз широке розповсюдження набули наступні варіанти АСР економічності процесу горіння з непрямою оцінкою максимуму коефіцієнта корисної дії (ККД) котла [24, 71, 72]: «паливо–повітря»; «вода–повітря»; «теплота–повітря»; «навантаження–повітря».

Одним зі способів зменшити парниковий ефект від викидів CO_2 при використанні природного газу – це підвищення ефективності обладнання. Неконденсаційні котли мають ККД $\sim 88 - 93 \%$. Збільшення цього значення призводить до зменшення викидів вуглекислого газу при заданих обсягах виробництва енергії. В енергетичному балансі котлів найбільші втрати мають димові гази ($5 - 10 \%$). Тому єдина сфера, де можливе значне підвищення ефективності, це зменшення цих втрат.

Одним із можливих напрямків є використання технології конденсаційних котлів. Додаткове підвищення ефективності такої технології може бути забезпечено додаванням водню до газів, що спалюються. З одного боку, це зменшує частку вуглецевмісного газу у паливі початкового складу і, відповідно, кількість утвореного CO_2 . З іншого боку, підвищується вміст вологи в димових газах, що сприятливо позначається на підвищенні ККД. Проте в [73] зазначається, що додавання безпечної кількості водню (20%), у свою чергу, знижує ККД котла на $4,7 \%$, що може нівелювати перевагу використання конденсаційної технології.

Основна маса конденсаційних котлів зосереджена в приватних домоволодіннях і невеликих котельнях. В [74] це пояснюється проблемою утилізації конденсату для котлів великої потужності та додатковими витратами на його нейтралізацію. В результаті дослідження в [75] зроблено висновок, що можливість річної економії палива при використанні конденсаційних котлів становить до 17.5% в реальних умовах експлуатації.

Але, при цьому, зазначається, що термін окупності переходу від звичайного котла до конденсаційного близький або перевищує середній термін служби котла. Таким чином, перехід домогосподарств від традиційного котла до конденсаційного є економічно не вигідним.

Основною метою роботи [76] є опис можливого способу продовження ресурсу промислових і опалювальних котлів, що вийшли на заводський ресурс, за рахунок зниження максимально допустимого навантаження. Зазначається, що таким чином також можна збільшити середній ККД за рахунок зниження температури димових газів при нововстановленому зниженому максимально допустимому навантаженні. Такий підхід можливий для обладнання, що вийшло з експлуатації, але не є раціональним для нововстановленого обладнання.

Парникові гази утворюються насамперед у результаті спалювання традиційного викопного палива. Натомість альтернативні горючі гази, які виробляються з переробленої вторинної сировини, зокрема шляхом газифікації деревини або агропромислових залишків, не належать до основних джерел таких викидів [77]. Характерною ознакою цих альтернативних газів є їх нижча теплотворна здатність порівняно з природним газом (метаном). У зв'язку з цим повна заміна метану на подібні види палива може зумовити зниження максимальної теплової потужності обладнання, що використовується.

Нещодавні дослідження показали, що застосування нейронно-мережових інтелектуальних алгоритмів для контролю якості горіння в котлах дозволяє значно підвищити ефективність спалювання палива і знизити викиди шкідливих компонентів. Зокрема, у роботі [78] автори розробили інтелектуальну систему моніторингу та керування якістю горіння на основі штучних нейронних мереж, яка автоматично регулює подачу палива та повітря з урахуванням змін калорійності палива та умов процесу.

Цікавим є наступний ряд робіт, де розглядаються оптимальні режими керування горінням в парових котлах [79; 80]. Для підтримки оптимальних

режимів горіння палива пропонується використовувати екстремальний регулятор (ЕР), який здійснює пошук завдання РВП, при якому, виробляючи необхідну кількість тепла, котел буде споживати мінімальну кількість палива. Представлені результати випробування чисельної імітаційної динамічної нелінійної моделі парового котла із зв'язною АСР навантаження і економічності процесу горіння з використанням ЕР. За результатами моделювання зроблено висновок про принципову можливість одночасного регулювання навантаження котла і оптимізації за допомогою ЕР режимів горіння при змінах теплоти згоряння палива, характеристик котла і режиму його роботи. Можливе автоматичне регулювання економічності роботи парових котлів при використанні ЕР без застосування штатних аналізаторів димових газів.

Усі типи екстремальних регуляторів мають спільну конструктивну особливість, яка може вважатися недоліком: поблизу точки екстремуму величина градієнта контрольованого параметра суттєво зменшується, наближаючись до нуля. Це призводить до зниження чутливості регулятора й ускладнює досягнення високої точності регулювання. Це спостерігається як у випадку максимального нагріву при горінні [81], так і при досягненні максимальної температури теплоносія [82]. Аналогічна проблема виникає при визначенні мінімальної концентрації оксиду вуглецю (СО) за мінімального вмісту кисню у димових газах, коли цей показник наближається до нуля [83].

Через обмежену чутливість датчиків та похибки вимірювальних і регулюючих систем у точці екстремуму виникають значні похибки. Додатково, шум у вимірювальних каналах ще більше знижує точність визначення необхідної величини. У зоні екстремуму спостерігається найбільша похибка вимірювання, що суттєво ускладнює, а в окремих випадках унеможлиблює застосування екстремальних регуляторів для керування процесом спалювання палива зі змінним складом.

Розглянуто спосіб автоматичної оптимізації процесу горіння в топці енергетичного котла на основі прогнозного значення ККД котла, що дозволяє

знизити інерційність АСР економічності процесу горіння [84]. Наведено тимчасові характеристики пошуку оптимального значення ККД.

Розглянуто побудову багатозв'язної системи оптимального регулювання економічності споживання палива для блоку парових котлів [85]. Пропонується мультиконтурний підхід, який мінімізує витрати палива за рахунок одночасної стабілізації режимних параметрів та корекції подачі повітря, використовуючи модельно-прогнозні та багатокритеріальні алгоритми керування з урахуванням динамічного ККД котла.

У роботі [86] розглянутий метод очищення димових газів з використанням реагентів. Сутність запропонованого методу полягає в наступному. У горизонтальний газохід котла при певній температурі подаються аміак NH_3 і невелика кількість природного газу або іншого вуглеводню. В якості розпорошуючого агенту використовується пара. Самозапалювання вуглеводню й автокатолітичне відновлення призводять до інтенсифікації взаємодії аміаку й монооксиду азоту, в результаті чого в димових газах зменшується вміст NO_x на 70...80%.

Істотним недоліком запропонованого методу є те, що повинні забезпечуватися необхідні заходи щодо безпеки роботи системи, щоб уникнути проскакування, викид аміаку. А також складність системи, що полягає у високих вимогах подачі реагентів у газохід котла.

Наступним проаналізований метод зниження шкідливих викидів з використанням добавки кисню [87]. Для виконання вимог за обмеженням викидів в атмосферу SO_x , NO_x , ртуті Hg і твердих часток. Енергетичні котли доводиться обладнувати пристроями очищення, які вимагають багато місця й збільшують вартість зробленої електроенергії майже на 50%. Великий обсяг димових газів, який очищується, пояснюється тим, що для горіння використовується повітря, що містить тільки 21% кисню. При збагаченні повітря киснем істотно скорочуються викиди шкідливих речовин в атмосферу. Винахід відноситься до систем спалювання парогенераторів і включає: установку для поділу повітря на кисень й азот; отримання окислювача з

вмістом кисню від 21 до 100%; пристрій для подачі палива в камеру згорання; камеру згорання, в якій утворюються продукти згорання й генерується пара, але маса продуктів згорання менше, ніж у випадку, коли спалюється та ж кількість палива з використанням повітря як окислювача. Підвищення концентрації забруднювачів (внаслідок зниження обсягу продуктів згорання) підвищує ефективність очищення димових газів.

Істотним недоліком запропонованого методу є його високі витрати на придбання даної установки, а також додаткові складності в керуванні всією системою.

Необхідність зменшення токсичності продуктів згорання призвела до розробки систем керування горінням з урахуванням генерації токсичних компонентів продуктів згорання насамперед оксиду азоту [86, 88]. Формалізація задачі та алгоритм управління викидами оксиду азоту з впливом на рециркуляцію димових газів запропоновані у [88]. Як критерій керування прийнято наведені витрати, що розраховуються з урахуванням економічної ефективності захисту повітряного басейну від викидів оксиду азоту з димовими газами.

Нещодавно з'явилися високочутливі твердотільні давачі на основі наноматеріалів, що дозволяють оперативно й відтворювано вимірювати концентрацію CO в димових газах на рівні одиниць ppm [89-91]. Вони встановлюються безпосередньо в газоході при температурах до 450 °C, мають час відгуку кілька секунд, не потребують частого обслуговування та мають відносно низьку вартість, що робить їх ідеальними для інтеграції в системи автоматичної оптимізації процесу горіння будь-якої потужності.

Таким чином, на сьогодні не існує універсального методу оптимального управління процесом спалювання вуглеводневого газу невідомого складу. Це пояснюється тим, що кінцева мета процесу може суттєво відрізнятись: спалювання для отримання енергії, використання як нафтохімічної сировини або застосування у металургійному виробництві.

Результати проведеного аналізу свідчать про доцільність використання в парогенераторних енергетичних установках паливних композицій, склад яких змінюється відповідно до навантаження та включає метан у поєднанні з горючими газами, що походять з біологічної сировини або відновлюваних енергетичних ресурсів.

Додатково ефективність таких заходів можна підвищити за рахунок: впровадження систем утилізації теплоти відхідних газів, використання технологій низькотемпературного спалювання для мінімізації утворення оксидів азоту, оптимізації процесів подачі палива та згоряння, інтеграції вуглецево-нейтральних джерел енергії. Це дозволить не лише зменшити викиди CO_2 , а й підвищити ефективність використання енергоресурсів.

За результатами аналізу можна зробити висновок, що перспективним підходом є регулювання складу паливної суміші без значних змін у конструкції устаткування, що дозволяє знизити викиди CO_2 і оксидів азоту. Крім того, зменшення витрат природного газу за рахунок використання газів вторинного походження розглядається як один із найбільш реалістичних способів екологічної оптимізації без втрат економічної ефективності.

1.5 Аналіз моделей та методів моделювання автоматизованих систем керування котлами зі змінним складом вуглеводного палива для підвищення енергоефективності

Моделювання автоматизованих систем керування котлами, що працюють на паливі змінного складу, вимагає врахування широкого спектра фізико-хімічних і технологічних процесів. Існуючі моделі зазвичай базуються на використанні рівнянь тепло- і масообміну, кінетики хімічних реакцій та термодинамічних законів.

Метод розрахунку складу продуктів згорання при відомому складі суміші палив узагальнено описаний в [92]. Деталізований метод стосовно вуглеводнів побудованих лише з двох хімічних елементів вуглецю [C] і водню

[Н] описаний в [93]. Склад речовин таких видів палив різноманітний, але все ж має обмеження.

У роботах [93–96] узагальнено методи розрахунку складу продуктів згоряння, що дозволяє моделювати майже всі органічні сполуки, що горять в атмосфері повітря. Це дає змогу, незважаючи на велику різноманітність горючих речовин, описати процес утворення продуктів згоряння та визначити їх температуру за допомогою єдиної моделі.

Облік тільки трьох елементів – кисню [O], азоту [N] і сірки [S] дозволяє моделювати майже всі органічні сполуки, які горять у атмосфері повітря [97]. Хоча додавання цих п'яти елементів збільшує загальну кількість рівнянь в математичній моделі, це не змінює її структуру. Однак, порівняно з попереднім випадком, з'являються нові особливості. Включення додаткового елемента, наприклад, [O], істотно розширює список речовин, їх горіння і склад продуктів згоряння, які можна розрахувати. Це включає спирти, ефіри, кетони (як, наприклад, ацетон) та інші сполуки, що мають хімічно зв'язаний кисень у своєму складі. Це можна вважати однією з нових особливостей. Крім того, існують горючі суміші газів, де кисень може входити як активний хімічний елемент, наприклад, під час дегазації шахт. У такому випадку газ, який виділяється, можна вважати сумішшю метану і повітря. Це можна віднести до іншої особливості. Ще одним видом горючих можуть бути суміші газів, де кисень не входить у склад горючих елементів, але присутній у хімічно зв'язаній формі в інертних компонентах, наприклад, утворених у процесі бродіння в метантенках. У їхньому складі можна виділити метан як горючу складову без кисню, а також вуглекислий газ і водяні пари з киснем у зв'язаній формі.

Хоча горючі речовини можуть суттєво відрізнитися за своїм складом, процес формування продуктів горіння та обчислення їх температури піддається узагальненому опису в межах єдиної розрахункової моделі.

У роботі [98] представлені результати чисельного моделювання та дослідження характеристик займання вуглеводневих паливних сумішей під

час термічного крекінгу, що проводився для реактивного палива в умовах повітряно-реактивної установки на високих числах Маха. Метод дослідження базувався на використанні моделі молекулярного переносу та хімічної кінетики. Особлива увага приділялася зміні складу палива, температури та впливу домішок. Зокрема, було досліджено, як невеликі кількості CH_4 і C_2H_4 у складі реактивного палива впливають на температуру горіння та процес займання суміші.

Для несертифікованих видів палива підхід, описаний у [98], виявляється неприйнятним через те, що хімічний склад такого палива може змінюватися непередбачувано в будь-який момент часу.

Для управління процесом спалювання пального з невідомою теплотворною здатністю доцільно застосовувати екстремальний регулятор. В цьому випадку стехіометричне співвідношення компонентів, яке забезпечує досягнення максимальної температури продуктів згорання, регулюється шляхом зміни подачі повітря при фіксованій витраті палива. Максимальна температура досягається, коли коефіцієнт надлишку повітря α дорівнює 1,0.

Варто також звернути увагу на підходи до моделювання та результати чисельних і натурних експериментів, які стосуються утворення сажі, зокрема, для палив, що містять ароматичні вуглеводні, такі як нафталін [99]. Встановлено, що надмірна концентрація кисню не впливає на інтенсивність утворення сажі, однак суттєвий вплив мають такі параметри, як температура полум'я, витрата пального і тривалість процесу горіння.

Дослідження етапів горіння метану у повітрі за співвідношення повітря/паливо від 0,5 до 1,4 і тиску в діапазоні 1–70 бар [100] показали, що використання скороченої кінетичної моделі, яка включає чотири етапи, дозволяє описати процеси окиснення. Тривалість кожного етапу залежить від швидкостей елементарних реакцій у ланцюговому механізмі. У результаті було отримано аналітичні вирази для швидкості горіння і характерної температури. Для збідненого палива спостерігалася добра відповідність між

чисельними і натурними експериментами, тоді як для стехіометричного та багатого полум'я швидкості горіння виявилися завищеними.

Щодо важких вуглеводнів, моделі займання первинних еталонних палив (32 види) базуються на спрощеній кінетичній схемі з 55 реакціями [101]. Ці дослідження підтвердили двоступеневий характер займання, що включає низькотемпературний та високотемпературний етапи з подальшим розгалуженням ланцюгових реакцій. Аналіз побудови кінетичних моделей показав, що для адекватного моделювання окиснення газових сумішей необхідно використовувати умовну формулу палива [100; 101].

У роботах [102, 34] розглядається математична модель прямої задачі для газоподібного вуглеводневого палива, яка дозволяє визначити кількісний склад умовної формули палива, його ентальпію, а також склад і температуру продуктів згорання. Результати моделювання достовірно відображають фізико-хімічні процеси, що відбуваються під час горіння метану в повітряній атмосфері при зміні коефіцієнта надлишку повітря.

В роботі [103] пропонується метод чисельного визначення споживаних, енергетичних та екологічних характеристик використання палива при визначенні його виду та складу. Розрахунки виконуються з урахуванням 1-го і 2-го законів термодинаміки, рівноваги процесів і на основі рівняння ідеального газу. Комплекс заходів, запропонований у [70, 103], дозволяє досліджувати результати використання будь-яких горючих газів та їх сумішей в енергетичному обладнанні.

Основна увага приділяється визначенню результатів горіння та використаної енергії. Можливість використання в різних пропорціях доменного газу і коксового газу в суміші з природним газом і, відповідно, вплив зміни складу горючої газової суміші та кількості продуктів згорання на характер зміни теплогідралічних процесів у газоходовому тракті обладнання (котел) не враховано. Водночас зміна цих параметрів впливає на температуру димових газів, ефективність обладнання та кількість парникової складової CO₂ за наявності природного газу у горючій газовій суміші. Вторинно видобуті або

утилізовані гази можуть використовуватися не тільки в суміші один з одним, але й разом із природним газом для регулювання потужності, що розвивається у високотемпературних процесах, напр. у водогрійних і парових котлах. При використанні суміші горючих газів змінного складу виникає проблема забезпечення їх взаємозамінності при спалюванні в одному пальнику.

Несумісність визначається різницею індексів Воббе для сумішей газів різного складу. Рішення цієї проблеми запропоновано в [103]. Він полягає в зміні об'ємної витрати суміші газів шляхом попереднього підмішування до неї певного об'єму повітря. Кількість повітря, яке потрібно підмішати, визначається складом використовуваної газової суміші. В [103] розглядається випадок використання тільки двох відомих складів: BFG і COG відомого співвідношення та NG як резервного. У разі використання змінного складу газу співвідношення його компонентів, крім забезпечення взаємозамінності, повинно визначатися пропускною здатністю тракту подачі газу.

Котельні установки, що працюють на природному газі, зазвичай характеризуються високими показниками коефіцієнта корисної дії (ККД), які, як правило, знаходяться в межах 88 – 93% залежно від типу обладнання, умов експлуатації та режиму роботи [15; 104]. Проте навіть за таких значень ККД залишається актуальним питання подальшого підвищення енергоефективності, оскільки це безпосередньо впливає на скорочення викидів вуглекислого газу при фіксованих обсягах виробництва теплової енергії. Зниження витрат палива на одиницю виробленої енергії сприяє як економічній доцільності, так і виконанню екологічних вимог щодо парникових викидів.

Аналіз енергетичного балансу сучасних котлів показує, що основна частка втрат енергії (в межах 5–10%) припадає на димові гази, які виносять значну кількість тепла в атмосферу [104]. Інші статті втрат, як-от теплові витрати на власні потреби або неідеальні теплообмінні процеси, є відносно стабільними і не мають значного потенціалу для скорочення. Таким чином,

саме зменшення втрат теплоти з димовими газами розглядається як головна область для підвищення ККД газових котлів.

У роботі [4] запропоновано підхід, який дозволяє оперативно визначати склад і енерговміст (зокрема ентальпію) газоподібного пального під час його спалювання. Така методика дає змогу розраховувати поточний ККД котла з урахуванням реальних експлуатаційних умов – зміни навантаження та температури димових газів – що є особливо важливим у динамічних режимах роботи енергетичної системи.

Зміна навантаження у традиційних неконденсаційних газових котлах безпосередньо впливає на температурний режим димових газів. Згідно з даними [105], робота котла в діапазоні від 40% до 100% навантаження супроводжується коливанням температури димових газів від приблизно 393 К до 473 К (120 – 200 °С). При цьому максимальному навантаженню відповідає найвища температура відхідних газів і, відповідно, найвищі теплові втрати. Мінімальна допустима температура димових газів обмежується умовами підтримання безконденсаційного режиму функціонування системи димовидалення, щоб запобігти появі агресивного конденсату на внутрішніх поверхнях газоходів.

Особливу увагу необхідно приділяти впливу на теплотехнічні характеристики водню, що міститься в паливній суміші. Навіть його незначна присутність у допустимих межах з експлуатаційної точки зору призводить до підвищення температури точки роси продуктів згоряння [106, табл. 4]. Це явище може бути вигідним для побутових конденсаційних котлів, де додаткова волога в димових газах сприяє ефективнішій тепловіддачі через утворення конденсату [107]. Проте для промислових енергетичних систем, які зазвичай працюють у безконденсаційному режимі, це є негативним чинником, оскільки для запобігання конденсації доводиться підвищувати температуру димових газів, що супроводжується зниженням ККД [108].

Теоретично в системах з неконденсаційним відведенням димових газів можна досягти підвищення ККД до 4% шляхом зниження максимальної температури димових газів до мінімально допустимого рівня без утворення конденсату. Проте в умовах практичного використання існуючих котельних конструкцій реалізація такого підходу виявляється малоімовірною через обмеження геометрії, матеріалів і гідродинамічних параметрів теплообмінників.

Слід також зазначити, що при змінних режимах навантаження, коли котел працює в діапазоні від 40% до 100%, режим з максимальною потужністю є короткотривалим і використовується лише в пікові моменти споживання. Тому середній приріст ККД за рахунок оптимізації температурного режиму димових газів навіть теоретично не перевищує 4%, а практично – може бути ще меншим. Це підкреслює потребу в додаткових методах підвищення ефективності, зокрема шляхом регулювання складу палива, інтеграції відновлюваних газів або застосування теплоутилізаційних технологій.

В роботі [109] методом теплових вимірювань і випробувань визначено поправочні коефіцієнти для приведення результатів розрахунку на основі математичної моделі у відповідність до параметрів діючого парового котла. Як горюче паливо використовувалася суміш природного газу і доменних газів у різних співвідношеннях. Деякі результати наведені у таблиці 1.1.

З порівняння даних, наведених у роботі [109, табл. 2], випливає, що при однаковому навантаженні використання більшої частки менш калорійного газу в паливній суміші, а отже, більшої його кількості та більшого надлишку повітря (баласту) призводить не до зниження, а до підвищення температури димових газів. Цей ефект не пояснюється в статті. Подібний ефект спостерігається при природному газі. Зі збільшенням навантаження і, як наслідок, кількості продуктів згоряння підвищується температура димових газів. Як наслідок, ефективність обладнання знижується.

Таблиця 1.1

Залежність коефіцієнта надлишку повітря за димососом і температури відхідних газів від навантаження і теплової частки доменного газу

[109, табл. 2]

Навантаження котла, т/год	Теплова частка доменного газу	Коефіцієнт надлишку повітря за димососом	Температура відхідних газів, °С
40	0.755	2.07	174
40	0.491	1.89	161
40	0.198	1.67	148
50	0.710	2.12	178
50	0.647	1.98	176
50	0.327	1.80	148
60	0.644	1.89	185
59	0.599	1.87	181
60	0.389	1.66	157

Аналіз показує вплив кількості продуктів згоряння на температуру димових газів і, як наслідок, на ефективність обладнання. При заданому навантаженні кількість продуктів згоряння можна змінити, використовуючи замість природного газу його суміш з менш калорійними побічними газами. Застосування такої суміші, з одного боку, дає змогу зменшити парникову частку CO₂ в димових газах. З іншого боку, контрольована зміна складу такої суміші може дозволити керувати змінювати кількість продуктів згоряння, контролювати температуру димових газів і ефективність обладнання. Такий контроль є перспективним з точки зору підвищення ефективності енергетичного обладнання і, як наслідок, зниження викидів CO₂.

1.6 Постановка завдання дисертаційної роботи з урахуванням критеріїв ефективності та показників якості спалювання

Сучасні теплоенергетичні об'єкти, в яких котельні установки працюють за умов змінної теплотворної здатності палива та нестабільного теплового

навантаження, стикаються з низкою проблем: погіршенням стабільності процесу горіння, зниженням теплової потужності, підвищеним споживанням палива та зростанням викидів шкідливих речовин. Водночас широка практика застосування сумішей сертифікованого та вторинного газоподібного палива ускладнює процес регулювання, оскільки наявні системи автоматизованого керування часто не враховують динамічні коливання теплотворної здатності, що негативно впливає на енергоефективність і екологічні показники.

У контексті реалізації державної політики підвищення енергоефективності та зниження впливу енергетики на довкілля особливої актуальності набуває розроблення адаптивних моделей і методів керування тепловою потужністю котлів. Такі підходи мають забезпечити стабільну роботу теплогенеруючого обладнання незалежно від змін у складі палива та тепловому навантаженні, відповідно до вимог сучасних стандартів, зокрема ДСТУ ISO 50001:2019.

Таким чином, аналізуючи та узагальнюючи матеріали, представлені в підпунктах 1.1 – 1.5, можна визначити основну мету дисертаційного дослідження, яка полягає в удосконаленні математичної моделі процесу керування тепловою потужністю парового котла з урахуванням змінної теплотворної здатності паливної суміші, створення адаптивного методу регулювання об'єму димових газів і способу автоматичного керування складом палива відповідно до теплового навантаження, а також обґрунтування ефективності запропонованих технічних рішень шляхом комп'ютерного моделювання з метою підвищення енергоефективності, забезпечення стабільного горіння та зниження негативного впливу на довкілля.

До показників якості процесу спалювання у межах цього дослідження віднесено: стабільність температури продуктів згорання, повноту згорання паливної суміші, мінімізацію надлишку повітря, відсутність утворення конденсату в димоходах та допустимі рівні викидів оксидів вуглецю й азоту.

Критерії ефективності автоматизованого регулювання включають: максимальне збереження ККД котла за змінного складу палива; стабільність теплової потужності при динамічних навантаженнях; мінімальні питомі витрати палива на одиницю відпущеного тепла; забезпечення сталої витрати димових газів без перевитрати повітря; мінімізацію технічних втрат енергії при адаптації до змішаного палива.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Удосконалити математичну модель об'єкта керування тепловою потужністю котла при змінній теплотворній здатності вуглеводневого палива, яка дозволить забезпечити стабільність роботи котельної установки в динамічних режимах. Для вирішення цієї задачі необхідно побудувати систему диференціальних рівнянь, що описують динаміку теплового процесу з урахуванням нелінійної залежності температури та витрати димових газів при зміні складу паливної суміші; врахувати езоентальпійні умови горіння, змінну теплоту згоряння, взаємодію між витратою палива, об'ємом димових газів, температурою продуктів згоряння та параметрами теплообміну в конвективних поверхнях.

2. Розробити метод керування об'ємом димових газів при змінному навантаженні парового котла, який дозволить підтримувати сталий потік димових газів, стабілізувати температуру продуктів згоряння, підвищити ККД котла і знизити викиди CO_2 . Для вирішення цієї задачі необхідно визначити потенційну можливість керування об'ємом димових газів; запропонувати параметр, що характеризує об'єм димових газів на одиницю теплотворної здатності палива; побудувати алгоритм підтримання сталої витрати димових газів за змінного навантаження з метою стабілізації температури продуктів згоряння та уникнення режиму конденсації; забезпечити умови мінімізації питомих викидів CO_2 при максимальній ефективності горіння.

3. Розробити спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності котла з урахуванням змінної теплотворної здатності палива, що дозволить забезпечити постійну номінальну витрату димових газів на всьому діапазоні

потужності, підвищити ефективність спалювання в умовах змішаного палива та підтвердити ефективність розробленої системи за допомогою імітаційного моделювання. Для вирішення цієї задачі необхідно створити алгоритм формування паливної суміші з прогнозованою теплотою згоряння на основі використання сертифікованих та альтернативних видів палива; розробити систему автоматичного керування, що базується на непрямих вимірюваннях витрати димових газів (за перепадом тиску та температурою) та адаптивному регулюванні співвідношення метану й низькокалорійного компонента у паливній суміші; реалізувати імітаційну модель процесу спалювання в умовах змінного складу палива з урахуванням теплофізичних і хімічних процесів; провести серію обчислювальних експериментів для аналізу впливу параметрів керування на стабільність теплової потужності, витрати повітря і димових газів, а також витрати основного та несертифікованого палива.

Результати дослідження та запропоновані технічні рішення дозволять реалізувати метод регулювання навантаження котла на будь-якому рівні теплової потужності та при цьому підтримувати постійну номінальну витрату димових газів незалежно від поточного рівня потужності та складу палива. Контроль складу палива забезпечується шляхом точного змішування сертифікованих і несертифікованих вуглеводневих газів задля підтримання заданого рівня теплотворної здатності, а система підтримки постійного номінального потоку димових газів гарантує стабільність горіння, підвищену енергоефективність і відповідність сучасним екологічним нормам щодо викидів.

Поставлені задачі базуються на виявлених недоліках існуючих систем керування, розглянутих у попередніх підрозділах.

1.7 Висновки до першого розділу

1. Проаналізовано властивості та особливості спалювання вуглеводневих палив штучного походження зі змінним складом, що

ускладнює дотримання нормативних показників згоряння. Визначено необхідність удосконалення функціональних характеристик САК.

2. Проаналізовано сучасний стан автоматизованих систем керування вуглеводних палив змінного складу. Особливості експлуатації сучасних автоматизованих систем керування технологічними процесами для спалювання вуглеводневих палив змінного складу визначають завдання забезпечення прийнятної якості керування з одночасним збуренням зміною теплотворного навантаження та зміною складу палива. Гострота і важливість такого завдання визначається тим, що в сучасний науково-методичний апарат синтезу АСК тільки частково вирішує цю проблему, оскільки дає можливість отримати тільки регулювання енергетичного устаткування, коли використовується несертифікований вуглеводневий газ, але його склад не змінюється випадковим чином у часі. Тому основна технологічна проблема сучасних АСК полягає в тому, що при пропорційній зміні витрати димових газів у випадках використання сертифікованих або несертифікованих вуглеводневих палив швидкість димових газів зменшується, що призводить до зниження коефіцієнта тепловіддачі і практично зводить його до неможливого регулювання при низьких рівнях потужності.

3. Проведено аналіз стану сучасних методів зменшення викидів димових газів та автоматизованих систем керування об'ємом димових газів при спалюванні вуглеводневих палив. По-перше, проаналізовані світові зусилля з кількох напрямків для боротьби з накопиченням вуглекислого газу (парникових газів) у атмосфері. Зменшення або повна відмова від викидів парникових газів у перспективі пов'язується з переходом на водень як основне джерело енергії. Але існує низка проблем, перша – необхідність значних інвестицій у розробку та впровадження технологій для ефективного промислового отримання водню, друга – енергія для процесів отримання водню зараз багато в чому залежить від видобувного органічного палива, яке використовується, що забезпечує високі непрямі викиди вуглекислого газу. По-друге, проаналізовані існуючі автоматизовані системи керування

економічності процесу горіння з непрямою оцінкою максимуму ККД котла, від якого залежить обсяг викидів вуглекислого газу. Проведений аналіз показав, що навіть за оптимістичних теоретичних розрахунків приріст коефіцієнта корисної дії не перевищує 4%, якщо знижувати максимальну температуру димових газів до мінімально допустимого рівня в рамках безпечної експлуатації.

4. Проаналізований стан моделей і методів, які використовуються для моделювання автоматизованих систем керування котлами зі змінним складом вуглеводного палива. Попередній аналіз побудови кінетичної моделі показав, що для створення моделі окиснення суміші газів необхідно використовувати підхід заснований на модельному уявленні умовної бруто-формули палива.

5. Обґрунтовано логічну структуру та сформульовано низка взаємопов'язаних завдань, спрямованих на підвищення енергоефективності та екологічної безпеки парових котлів при змінній теплотворній здатності вуглеводневого палива і навантаженні, відмінному від номінального, яке полягає: у розробці вдосконаленої математичної моделі управління тепловою потужністю котла, що буде описувати динаміку теплового процесу з урахуванням нелінійної залежності температури й витрати димових газів, змінної теплоти згорання та езоентальпійних умов горіння; у розробці нового методу керування об'єму димових газів, що буде забезпечувати стабілізацію температури продуктів згорання і мінімізацію питомих викидів CO_2 ; у розробці способу автоматизованого регулювання теплової потужності котла, який буде формувати паливну суміш із прогнозованою теплотою згорання на основі сертифікованих та альтернативних газів та адаптивно коригувати співвідношення компонентів, використовуючи витрати димових газів.

Проведений аналіз дозволив обґрунтувати доцільність побудови математичної моделі процесу керування тепловою потужністю котла з урахуванням змінної теплотворної здатності палива. Ця модель покликана забезпечити підвищення ефективності та адаптивність системи до умов реальної експлуатації. Відповідні положення викладено у розділі 2.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЬ ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ КОТЛА ПРИ ЗМІНІ ТЕПЛОТВОРНОЇ ЗДАТНОСТІ ВУГЛЕВОДНОГО ПАЛИВА

З огляду на географічне розташування України та наявні енергетичні ресурси, одним із ефективних шляхів модернізації енергетичної галузі є впровадження рішень, що не потребують великих фінансових витрат, швидко окупаються та дозволяють у короткі терміни зменшити споживання енергоносіїв. До таких рішень належить модернізація парових котлів, що працюють на органічному паливі, шляхом оснащення їх автоматизованими системами управління (АСУ), які дають можливість використовувати горючі кисневмісні вуглеводневі гази як альтернативне паливо.

Ці гази утворюються внаслідок переробки твердого палива або в процесах бродіння та анаеробного розкладу. Найчастіше вони є побічним продуктом у хімічному чи металургійному виробництві, а також у сучасних біоенергетичних процесах. Через їхню низьку та нестабільну теплотворну здатність, транспортування таких газів на великі відстані є економічно не вигідним.

У розділі розроблено модель об'єкту керування тепловою потужністю котла при компенсації збурень навантаження шляхом регулювання складу спалюваної вуглеводневої паливної суміші для забезпечення необхідної характеристики теплотворної здатності палива.

А також розроблено імітаційну модель розрахунку складу димових газів при спалюванні вуглеводного палива змінного складу в модельному представленні її умовною брутто-формулою з вихідними даними у вигляді вимірюваних технологічних параметрів: температури продуктів згоряння та об'ємних витрат паливної суміші і повітря.

2.1 Модель об'єкта керування для забезпечення стабільності об'єму димових газів при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива

Для досягнення поставленої мети необхідно удосконалити математичну модель спалювання вуглеводного палива змінного складу шляхом врахування нелінійної зміни кількості тепла, що підводиться до топкового пристрою, та врахувати зміни умов теплообміну зі значними коливаннями в потоці димових газів.

Для дослідження статичних і динамічних властивостей було обрано паровий котел ГМ-50, оскільки він є найбільш поширеним у комунальному господарстві районних котельень. В якості палива обираємо біогаз.

Математична модель включає шість послідовних ділянок, структура яких представлена на рисунку 2.1 [110, 6]. Кожна з ділянок має свій номер, причому вихідні параметри однієї з них слугують вхідними для наступної. Для опису кожної ділянки використовуються диференціальні рівняння.

Як видно з рисунка 2.1, окремі ділянки моделюються системами з двох диференціальних рівнянь. Зокрема, перші дві ділянки 1 і 2 моделюють теплові процеси, зумовлені передачею тепла за допомогою випромінювання та конвекції на нагрівальні поверхні. Розділи 1' і 2' містять допоміжні диференціальні рівняння, які встановлюють зв'язок між вхідними даними та виділенням тепла випромінюванням і конвекцією. Розділ 3 описує процеси, що відбуваються в барабані котла, а розділ 4 – процеси, що відбуваються в трубопроводі.

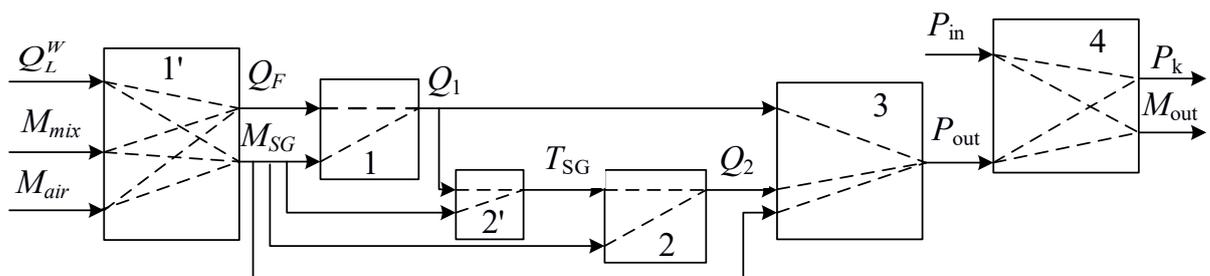


Рис. 2.1. Структура математичної моделі

На рисунку 2.1 й надалі введені наступні позначення: Q_L^W – нижня теплота згоряння робочої маси палива; M_{mix} – витрата суміші вуглеводневого палива; M_{air} – витрата повітря; Q_F – кількість тепла, що виділяється при згорянні палива; M_{SG} – витрата димових газів; Q_1 – кількість тепла, що передається робочому тілу променистим теплообміном; Q_2 – кількість тепла, що передається робочому тілу конвективним теплообміном; T_{SG} – температура димових газів; P_{in} – тиск на вході в котел; P_{out} – тиск у барабані котла; P_k – тиск на виході з котла; M_{out} – витрата пари на виході з котла.

В першу чергу уточнимо модель виділення тепла при горінні.

Відомо, що тепло яке виділяється при спалюванні, може бути розраховане за формулою [6]:

$$Q_F = M_G Q_L^W \quad (2.1)$$

Так як модель спалювання розглядається у відхиленнях, проведемо лінеаризацію (2.1), та запишемо вираз у відхиленнях

$$\bar{Q}_F + \Delta Q_F = (\bar{M}_G + \Delta M_G) (\bar{Q}_L^W + \Delta Q_L^W) \quad (2.2)$$

Після відкриття дужок і врахування виразу (2.2) можна записати:

$$\Delta Q_F = \bar{M}_G \Delta Q_L^W + \bar{Q}_L^W \Delta M_G \quad (2.3)$$

Зазвичай другий доданок відкидається як такий що має другий порядок малості. Однак, так як відхилення теплотворної здатності біогазу настільки велике, то в даному випадку розрахунок в моделі проводиться за виразом (2.3).

Розглянемо детальніше модель теплообміну шляхом конвекції. Зміна коефіцієнта надлишку повітря α в діапазоні значних перевищень стехіометричного співвідношення має незначний вплив на величину теплового потоку Q_F . Водночас така зміна може суттєво змінити розподіл теплових потоків між окремими нагрівальними поверхнями. Коливання α супроводжуються зміною питомої витрати димових газів, що, своєю чергою, впливає на температуру газового середовища в топці. А це, як відомо, істотно

впливає на ефективність радіаційного теплообміну. У конвективних ділянках нагрівання також відбуваються зміни, проте з протилежною тенденцією щодо теплопередачі.

2.1.1 Математична модель конвективного газоходу

У роботах [59, 93] наведено виведення диференціальних рівнянь та входять до них коефіцієнтів. Тому тут наводяться лише результуючі співвідношення. Кількість теплоти, що передається від димових газів теплоносія, може бути описана системою рівнянь (2.4 – 2.6):

Тепловий баланс на боці газу, що гріє:

$$m_{SG}c_{SG} \frac{d\mathcal{G}_{SG}}{dt} + Q = M_{SGin}c_{SGin}\mathcal{G}_{SGin} - M_{SGout}c_{SGout}\mathcal{G}_{SGout} \quad (2.4)$$

Баланс речовини на стороні димових газів (накопичення маси димових газів немає):

$$M_{SGin} = M_{SGout} \quad (2.5)$$

Відхилення кількості теплоти в системі "газ, що гріє - труба" конвекцією

$$\Delta Q_2 = 0.33k_4 \overline{M}_{SG}^{-0.33} \frac{\overline{\mathcal{G}}_{in} + \overline{\mathcal{G}}_{out} - 2\theta_m}{2\overline{M}_G} \Delta M_{SG} + 0.5k_4 \overline{M}_{SG}^{-0.33} (\Delta \mathcal{G}_{Gin} + \Delta \mathcal{G}_{Gout}) \quad (2.6)$$

де M_{SG} – витрата димових газів; m_{SG} – маса газу в елементі; c_{SG} – питома теплоємність газів; θ_m – температура метала труб; \mathcal{G}_{SG} – температура газів; Q – тепловий потік від газу до стінки; k_4 – коефіцієнт.

Залежність кількості теплоті від витрати димових газів та температури газів у часі описується диференціальним рівнянням:

$$T_2 \frac{dQ_2}{dt} + \Delta Q_2 = a_2 \Delta M_{SG} + b_2 \frac{dM_{SG}}{dt} + c_2 \Delta \mathcal{G}_{SGin} \quad (2.7)$$

Де коефіцієнти T_2, a_2, b_2 та c_2 розраховуються на основі виразів (2.8) – (2.11).

$$a_2 = c_{SG} \frac{0.33(4\overline{\mathcal{G}}_{SGin} - \overline{\mathcal{G}}_{SGout} - 3\theta_m)}{1 + \frac{2c_{SG}}{k_4} \overline{M}_{SG}^{-0.33}} \quad (2.8)$$

$$b_2 = c_{SG} \frac{0.33 m_{SG} (\bar{g}_{SGin} - \bar{g}_{SGout} - 2\theta_m)}{\bar{M}_{SG} \left(1 + \frac{2c_{SG} \bar{M}_{SG}^{0.33}}{k_4} \right)} \quad (2.9)$$

$$c_2 = \frac{1}{\frac{1}{k_4 \bar{M}_{SG}^{0.33}} + \frac{1}{2c_{SG} \bar{M}_{SG}}} \quad (2.10)$$

$$T_2 = \frac{c_{SG} m_{SG}}{k_4 \bar{M}_{SG}^{0.33} + 2c_{SG} \bar{M}_{SG}} \quad (2.11)$$

2.1.2 Математична модель процесу спалювання вуглеводневого газоподібного палива

Витрата повітря, що подається на горіння, витрата димових газів та теплота згорання палива можуть бути розраховані виходячи із стехіометричних рівнянь хімічних реакцій горіння. У моделі це виконується за такими виразами.

Теоретично необхідний обсяг повітря:

$$V^0 = 0.0476 \left[0.5\text{CO} + 0.5\text{H}_2 + 1.5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{4}{n} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right] \quad (2.12)$$

де m та n кількість атомів вуглецю та водню відповідно в молекулі чистої вуглеводної речовини.

Об'єм димових газів визначається наступним чином. При повному спалюванні палива в теоретичних умовах утворюються продукти згорання, що є газовою сумішшю, що складається з CO_2 , SO_2 , N_2 та H_2O . Діоксид вуглецю та сірчистий ангідрид прийнято об'єднувати та називати «сухі триатомні гази», позначаючи через RO_2 , тобто.

$$\text{RO}_2 = \text{CO}_2 + \text{SO}_2. \quad (2.13)$$

При цьому теоретичний обсяг азоту у продуктах згорання ($\text{м}^3/\text{м}^3$) розраховується за рівнянням (2.14):

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0.79V^0 + 0.01\text{N}_2 \quad (2.14)$$

Наявність водяної пари в продуктах згорання обумовлено горінням водню і випаровуванням вологи, що міститься в паливі, а також вологи, що надходить разом з повітрям. При спалюванні газоподібного палива теоретичний обсяг тритомних газів ($\text{м}^3/\text{м}^3$):

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0.01 \left[\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \text{C}_m \text{H}_n \right]. \quad (2.15)$$

Теоретичний обсяг водяної пари ($\text{м}^3/\text{м}^3$):

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0.01 \left[\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m \text{H}_n + 0.124 d_{GF} \right] + 0.0161 V^0 \quad (2.16)$$

де d_{GF} – вологовміст газоподібного палива, віднесений до 1 м^3 сухого палива, $\text{г}/\text{м}^3$.

У реальних камерах топки для економічного спалювання палива доводиться подавати повітря більше, ніж це теоретично необхідно. Відношення дійсної кількості повітря (V^R), поданого для горіння, до теоретично необхідної кількості повітря (V^0) називається коефіцієнтом надлишку повітря

$$\alpha = \frac{V^R}{V^0} \quad (2.17)$$

Тоді загальний об'єм продуктів згорання ($\text{м}^3/\text{м}^3$) з урахуванням :

$$V_{SG} = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1.0161(\alpha - 1)V^0 \quad (2.18)$$

2.1.3 Розрахунок теплотворної здатності як регулюючого параметра

Теплота згорання палива (теплотворна здатність) – це кількість теплової енергії, яка виділяється під час повного згорання всіх горючих компонентів палива, розрахована на 1 кг або 1 м^3 палива. Оскільки теплова ефективність згорання гідрогену залежить від фізичного стану води – продукту його згорання – для палив розрізняють вищу і нижчу теплоту згорання [111].

Під час горіння частина води, що міститься в паливі або утворюється в результаті окиснення водню, переходить у пароподібний стан. На процес випаровування витрачається певна кількість теплової енергії. Якщо пари води

конденсуються, і ця енергія повертається в систему, то така теплота Q згорання визначається як вища (Q_B). У разі, коли водяна пара разом із димовими чи відпрацьованими газами залишає систему без конденсації, відповідна частина енергії втрачається, і така теплота згорання вважається нижчою (Q_H).

У теплотехнічних розрахунках зазвичай використовують нижчу теплоту згорання (Q_L^W), виміряну в кДж/м³. Для газоподібного палива ця величина обчислюється як сума добутоків теплоти згорання окремих складових горючих газів на їхні об'ємні частки.

Для розрахунку теплоти згорання палива необхідно знати його елементний склад. Зазвичай її обчислюють із використанням закону Г.І. Геса, згідно з яким теплота реакції залежить лише від складу вихідних і кінцевих речовин, незалежно від послідовності та механізму проміжних хімічних перетворень. Проте розрахована за цим принципом теплота згорання дещо відрізняється від реального значення, оскільки елементи, що входять до складу палива, перебувають у складі складних органічних сполук, а не у вільному стані. Частина енергії витрачається на розрив цих зв'язків, тому фактичний тепловий ефект згорання є меншим, ніж сумарна теплота згорання окремих елементів. Це зниження враховується шляхом введення відповідних коригувальних коефіцієнтів у розрахункові формули [112].

Для аналітичних розрахунків теплоти згорання всіх видів твердих та рідких палив найбільше застосування мають формули Д.І. Менделєєва (кДж/нм³):

$$Q_L^W = 358,18 \cdot \text{CH}_4 + 637,48 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 912,3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 1186,46 \times \\ \times \text{C}_4\text{H}_{10} + 1460,77 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} + 126,44 \cdot \text{CO} + 107,6 \cdot \text{H}_2 + 358,18 \times \\ \times \text{CH}_4 + 586,99 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + 231,11 \cdot \text{H}_2\text{S} \quad (2.19)$$

У розрахунках горіння палива використовують умовні одиниці об'єму газів, наведені до нормальних умов (0 °С и 101.325 кПа), що позначаються «нм³».

Для порівняння різних видів палива, а також для обліку загальних запасів палива і складання замовлень встановлений еталон – умовне паливо. Умовне паливо приймається як універсальний енергетичний еквівалент, що дозволяє порівнювати різні види палива за їх теплотою згорання. Для цілей розрахунку прийнято, що теплота згорання умовного палива становить 29307 кДж/кг для твердих і рідких видів пального, та 29308 кДж/кг – для газоподібного палива. Зокрема у таблиці 2.1 наведемо густину і теплотворну здатність вуглеводневих газів.

Таблиця 2.1

Густина і теплотворна здатність природних та штучних вуглеводневих газів

Газ	Густина, кг/м ³	Теплотворна здатність, МДж/м ³
Природний газ	0.782	35.5
Коксовий газ з кам'яного вугілля	0.342	17.58
Сланцевий газ	1.040	13.85
Генераторний мішаний газ	1.141	5.15
Генераторний, отриманий при паро-кисневому дутті під тиском	0.576	15.70
Доменний газ	1.283	4.10
Газ, отриманий шляхом низькотемпературного коксування з бітумінозного вугілля	0.620	31.90
Газ анаеробного походження (біогаз)	1.16	20.62
Газ піролізу деревини	1.3	19.2

Залежності (2.1) – (2.19) використовуються для розрахунків процесу горіння як одного виду палива, так й при спалюванні суміші горючих газів. Взагалі навіть природний газ є сумішшю горючих газів, склад якого вважається постійним. Тоді домішок деякого штучного газу, наприклад доменного, просто змінює склад основного. Тому для визначення характеристик суміші газів можна скористатися простими співвідношеннями.

Таким чином, теплотворна здатність суміші Q_{Lmix}^W розраховується за виразом:

$$Q_{Lmix}^W = \frac{Q_{LNG}^W M_{NG} + Q_{LAG}^W M_{AG}}{M_{NG} + M_{AG}} \quad (2.20)$$

Питома витрата димових газів:

$$V_{SGmix} = \frac{V_{SGNG} M_{NG} + V_{SGAG} M_{AG}}{M_{NG} + M_{AG}} \quad (2.21)$$

Питома кількість повітря, необхідна для спалювання:

$$V_{mix}^0 = \frac{V_{NG}^0 M_{NG} + V_{AG}^0 M_{AG}}{M_{NG} + M_{AG}} \quad (2.22)$$

Однак при моделюванні використовуються не питомі величини, а відхилення від абсолютних значень. Тому вирази (2.20) – (2.22) потрібно помножити на витрату газу, що подається на горіння.

Кількість теплоти, що виділилася при згорянні палива

$$Q_F = Q_{Lmix}^W (M_{NG} + M_{AG}) = Q_{LNG}^W M_{NG} + Q_{LAG}^W M_{AG} \quad (2.23)$$

Витрата димових газів

$$M_{SG} = V_{SGmix} (M_{NG} + M_{AG}) = V_{SGNG} M_{NG} + V_{SGAG} M_{AG} \quad (2.24)$$

Витрата повітря на горіння

$$G_{air} = V_{mix}^0 (M_{NG} + M_{AG}) = V_{NG}^0 M_{NG} + V_{AG}^0 M_{AG} \quad (2.25)$$

Таким чином, відхилення витрати димових газів ΔM_{SG} , яке входить до рівнянь (2.5), (2.6) та (2.7), описується залежністю

$$\begin{aligned} \Delta M_{SG} = & M_G \alpha \Delta V_{mix}^0 + M_G V_{mix}^0 \Delta \alpha + \alpha V_{mix}^0 \Delta M_G + \\ & + M_G \Delta V_{mix}^0 \Delta \alpha + \alpha \Delta M_G \Delta V_{mix}^0 + V_{mix}^0 \Delta M_G \Delta \alpha \end{aligned} \quad (2.26)$$

Для повного математичного опису процесу згорання необхідно створити імітаційну модель, яка дозволяє розраховувати склад димових газів під час спалювання вуглеводного палива змінного складу. У моделі паливо подається у вигляді умовної бруutto-формули, а вихідними даними виступають технологічні параметри, що підлягають вимірюванню: температура продуктів згорання та об'ємні витрати паливної суміші й повітря.

2.2 Імітаційна модель розрахунку складу димових газів для сумішей палив змінного складу

Газ природного походження, добутий із родовищ, переважно складається з метану, частка якого може становити від 82% до 98%. Окрім метану, до складу входять також інші вуглеводні – етан, пропан, бутан, пентан, які об'єднуються загальним терміном «важкі вуглеводні» і становлять приблизно 1 – 8% об'єму. Крім горючих компонентів, природний газ містить незначну кількість інертних (баластових) домішок, таких як азот (N_2) – від 1 до 8% та вуглекислий газ (CO_2) – менш як 1%. У вихідному вигляді в газі також можуть бути присутні забруднювальні речовини: сірководень, смолисті речовини, пил, аміак. Перед подачею споживачам ці домішки обов'язково видаляються в процесі очищення [111].

При згорянні органічних палив продукти згорання в основному містять вуглець, водень, кисень, азот і їхні окисли. У реальних умовах до складу повітря можуть входити домішки, такі як водяна пара, вуглекислий газ, а також оксиди азоту, які утворюються внаслідок високотемпературних реакцій між азотом і киснем. Крім того, можливе утворення чадного газу (CO) при недостатньому доступі кисню.

Наразі одним із найбільш опрацьованих підходів до визначення складу продуктів згорання є метод обчислення рівноважних концентрацій речовин, що утворюються в результаті хімічних реакцій. Цей підхід широко застосовується для аналізу статичних характеристик процесу горіння.

Методи розрахунку складу продуктів згорання при відомому складі палива описані в [92], а в [93] розглянуто їхню специфіку для вуглеводневих палив. Хоча основними продуктами згорання метану є вуглекислий газ і вода, точний склад газової суміші залежить від режиму горіння, наявності надлишку або нестачі кисню, а також температурних і тискових умов. Введення додаткових факторів, таких як збагачення киснем, змінює хімізм процесу, впливаючи на утворення вторинних продуктів і тепловий ефект реакції.

Нададіабатичний режим спалювання метану у повітрі забезпечує умови досягнення рівноважного складу кінцевих продуктів. Температура в зоні рівноваги визначається на основі закону збереження енергії, згідно з яким сумарна ентальпія вихідних реагентів і продуктів реакції залишається незмінною. Узагальнена модель цього процесу, побудована за методом [113], дозволяє описати основні рівняння, що регулюють горіння, та їхні особливості.

Зі зміною теплового навантаження котельної установки виникає потреба відповідно змінювати подачу палива до пальникових систем. Оскільки ефективно горіння можливе лише за дотримання певного співвідношення між кількістю палива та повітря, що подається в топку, необхідно здійснювати динамічне регулювання витрати окиснювача. Метою цього регулювання є підтримання стабільного співвідношення «паливо–повітря» відповідно до встановленого коефіцієнта надлишку повітря (α), що забезпечує повне згоряння пального та зменшує теплові втрати.

Зміна значення коефіцієнта α суттєво впливає на склад продуктів згоряння. Зокрема, при надлишку повітря зменшується концентрація чадного газу (CO), а натомість зростає вміст кисню (O_2) у димових газах. Це, у свою чергу, впливає на загальну температуру горіння, ступінь тепловіддачі та економічність процесу. Висока температура забезпечує краще згоряння, але водночас може призводити до підвищення утворення оксидів азоту (NO_x), що є небажаними з точки зору екології.

Зважаючи на важливість контролю зазначених параметрів, доцільно побудувати статичну математичну модель ділянки регулювання процесу горіння. У цій моделі необхідно відобразити залежність між температурою згоряння та якісним складом димових газів від величини коефіцієнта надлишку повітря. Така модель дозволить оцінювати ефективність процесу та формувати оптимальні керуючі дії для підтримання необхідного режиму роботи котла.

2.2.1 Розрахунок температури та складу продуктів згоряння

Хімічний склад продуктів згоряння визначається низкою факторів, серед яких ключовими є температура процесу, загальний тиск газової суміші, а також масові частки хімічних елементів, що входять до складу сполук, утворених у результаті згоряння [114].

Інтенсивність дисоціаційних процесів у продуктах згоряння суттєво зростає зі збільшенням температури та залежить від рівня тиску. При зменшенні загального тиску в середовищі продуктів згоряння вуглеводневих палив підвищується частка неповного згоряння, а також зростає концентрація тих речовин, утворення яких супроводжується поглинанням теплоти та збільшенням вмісту хімічної енергії. Інакше кажучи, зі зниженням тиску підвищується ступінь дисоціації [114].

Щоб врахувати ефекти дисоціації при визначенні складу димових газів, необхідно сформулювати систему рівнянь, яка включає [114]:

- 1) вирази для констант хімічної рівноваги реакцій, що беруться до уваги в обчисленнях;
- 2) рівняння матеріального балансу для кожного хімічного елемента, присутнього у паливній суміші;
- 3) рівняння, яке задає загальний тиск у зоні продуктів згоряння.

Для опису рівноважної багатоконпонентної гетерогенної реагуючої системи потрібно задати два скінченних списки [16, 114]:

– список d речовин, що беруть участь у реакціях – A_i , $i = \overline{1, d}$, що включають речовини q в атомарному стані, f речовин у молекулярному стані так що $q + f = d$;

– список D реакцій між d речовинами A_i , що задаються стехіометричною матрицею $\|v\|$:

$$\sum_{i=1}^d v_{ji} A_i = 0; j = \overline{1, D} \quad (2.27)$$

Якщо в якості одного з допущень прийняти, що система являє собою суміш ідеальних газів, даному наборові реакцій відповідно до термодинамічного закону діючих мас однозначно відповідає D рівнянь дисоціації:

$$\prod_{i=1}^d P_i^{\nu_{ij}} = K_j; \quad j = \overline{1, D}, \quad (2.28)$$

де P_i – парціальний тиск i -ї речовини в суміші; K_j – константа рівноваги j -ї реакції; та q рівнянь закону збереження маси, записаного для кожного σ - го елемента у складі вихідної речовини:

$$\sum_{i=1}^d a_{i\sigma} P_i = M_T (b_{\sigma}^{\Pi} + \alpha \cdot \chi \cdot b_{\sigma}^{\circ}); \quad \sigma = \overline{1, q} \quad (2.29)$$

де $a_{i\sigma}$ – елемент атомарної матриці $\|a\|$, що показує число атомів σ -го елемента в i -й речовині; b_{σ}^{Π} , b_{σ}° – число молів σ -го елемента відповідно у паливі та окислювачі; χ – мольний стехіометричний коефіцієнт; M_T – число молів вихідної речовини.

Таким чином, запису рівноважного багатоконпонентного процесу у виді (2.27) відповідає математична модель, що складається з $D + q$ нелінійних рівнянь (2.28) і (2.29), а також рівняння закону Дальтона:

$$\sum_{i=1}^{q+f} P_i = P, \quad (2.30)$$

де P – тиск суміші газів.

Використання списку реакцій (2.27) застосовуються рекомендації і стехіометричні рівняння, приведені в роботі [16, 114], яким відповідає математична модель виду (2.28)...(2.30), що дозволяє розрахувати 12 – ть найбільш ймовірних компонентів продуктів згорання: CO_2 , CO , O_2 , H_2 , H_2O , OH , NO , N_2 , C , O , H , N . З них CO , O_2 , H_2 визначають економічність процесу згорання, CO , NO – його токсичність.

Матриця стехіометричних коефіцієнтів $\|v\|$ і рівнянь дисоціації, що відповідають обраному спискові реакцій, представлені у таблиці 2.2. Атомарна матриця $\|a\|$ – у таблиці 2.3.

Число молів b_{σ}^{Π} та b_{σ}^o у випадку завдання рідкого палива ваговими частками хімічних елементів (табл. 2.2) розраховується при виборі умовної молекулярної маси паливної і повітряної суміші [16] за формулами:

$$b_{\sigma}^{\Pi} = \sum_{i=1}^n \frac{M^{ym}}{M_{\sigma}} \cdot g_{i\sigma}^{\Pi} \cdot a_{i\sigma}^{\Pi}, \quad (2.31)$$

$$b_{\sigma}^o = \sum_{i=1}^m \frac{M^{ym}}{M_{\sigma}} \cdot g_{i\sigma}^o \cdot a_{i\sigma}^o, \quad \sigma = \overline{1, q}, \quad (2.32)$$

де $g_{i\sigma}^{\Pi}$, $g_{i\sigma}^o$ – вагові частки σ -го елемента в i -ї речовини відповідно у паливі й окислювачі; M^{ym} – умовна молекулярна маса палива й окислювача; M_{σ} – атомна маса σ -го елемента; n , m – кількість речовин відповідно у паливі й окислювачі, що містять σ -й елемент; $a_{i\sigma}^{\Pi}$, $a_{i\sigma}^o$ – кількість атомів σ -го елемента в i -й речовині, що входить відповідно у паливо й окислювач.

Мольний стехіометричний коефіцієнт найбільш зручно визначити за універсальною формулою [113]:

$$\chi = \frac{\sum_{\sigma=1}^k b_{\sigma}^{\Pi} \cdot \chi_{\sigma}}{\sum_{\sigma=1}^k b_{\sigma}^o \cdot \chi_{\sigma}}, \quad (2.33)$$

де χ_{σ} – валентність σ -го елемента; k – кількість елементів, що реагують при горінні палива.

Таблиця 2.2

Матриця стехіометричних коефіцієнтів реакцій горіння та рівняння дисоціації

Елемент	Речовина, елемент												Відповідні реакціям горіння рівняння дисоціації
	CO ₂	CO	O ₂	H ₂	H ₂ O	OH	NO	N ₂	C	H	O	N	
CO ₂	-2	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$P_{CO}^2 \cdot P_{O_2} \cdot P_{CO_2}^{-2} - K_1 = 0$
H ₂ O	0	0	0	-1	-2	2	0	0	0	0	0	0	$P_{H_2} \cdot P_{H_2O}^{-2} \cdot P_{OH} - K_2 = 0$
H ₂ O	0	0	1	2	-2	0	0	0	0	0	0	0	$P_{H_2} \cdot P_{H_2O} \cdot P_{O_2} - K_3 = 0$
H ₂	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	2	0	0	$P_{H_2}^{-1} \cdot P_H^2 - K_4 = 0$
O ₂	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	2	0	$P_{O_2}^{-1} \cdot P_O^2 - K_5 = 0$
NO	0	0	1	0	0	0	-2	1	0	0	0	0	$P_{O_2} \cdot P_{NO}^{-2} \cdot P_{N_2} - K_6 = 0$
N ₂	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	2	$P_{N_2}^{-1} \cdot P_N^2 - K_7 = 0$
CO	0	-1	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	$P_{CO}^{-1} \cdot P_C \cdot P_O - K_8 = 0$

Таблиця 2.3

Атомарна матриця реагуючої системи, що наведена у таблиці 2.2

Елемент	Речовина, елемент											
	CO ₂	CO	O ₂	H ₂	H ₂ O	OH	NO	N ₂	C	H	O	N
C	1	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
H	0	0	0	2	2	1	0	0	0	1	0	0
O	2	1	2	0	1	1	1	0	0	0	1	0
N	0	0	0	0	0	0	1	2	0	0	0	1

Значення констант дисоціації K_j , що входять у рівняння (2.28), звичайно задаються інтерполяційними формулами в залежності від температури, тому в розглянутій моделі до системи рівнянь хімічної рівноваги (2.29)...(2.33) додається рівняння енергетичного балансу топки [114], що дозволяє визначити адіабатичну температуру горіння:

$$Q_L^W + Q_b - Q_3 = C_{III} \cdot V_G \cdot T_{ad} \quad (2.34)$$

де Q_L^W – нижча теплота згорання палива; Q_b – тепло, внесене в топку окислювачем; Q_3 – втрата тепла з хімічною неповнотою згорання; C_{III} – об'ємна теплоємність продуктів згорання; V_G – обсяг димових газів; T_{ad} – адіабатична температура горіння.

Докладний опис складових рівняння (2.34) приведено в нормативному методі розрахунку котлових агрегатів [114].

Оскільки теплоємність продуктів згорання C_{III} залежить від заданої температури T_{ad} , рівняння (2.34) вирішується ітераційним методом.

Після розрахунку адіабатичної температури горіння, визначається максимальна температура смолоскипа за формулою [16]:

$$T_{III} = \frac{0.735}{B_0^{0.09}} (T_{ad} + 273) \quad (2.35)$$

де B_0 – критерій Больцмана, що визначається з вираження [15]:

$$B_0 = \frac{3.62 \cdot 10^{-11}}{C_{III} \cdot d_G \cdot b} (T_{ad} + 273)^3 \quad (2.36)$$

де d_G – діаметр амбразури пальника, м.

Параметр b визначається таким чином:

$$b = 16 \cdot \sqrt[3]{\omega_G} \cdot \frac{273}{T_{ad} + 273} \quad (2.37)$$

де ω_G – швидкість повітря в амбразурі пальника, приведена до 273 К, м/с.

$$\omega_G = \frac{G_{air}}{\pi \cdot d_G^2} \quad (2.38)$$

де G_{air} – витрата повітря, що визначається з виразу:

$$G_{air} = \frac{B_{\Gamma} \cdot \alpha \cdot V^0}{l} \quad (2.39)$$

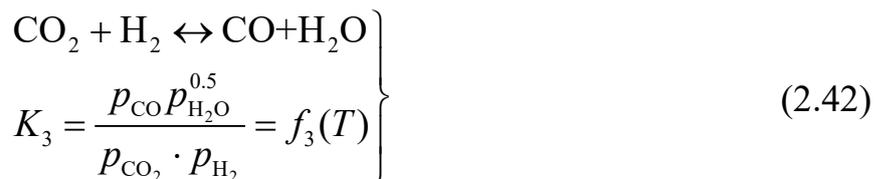
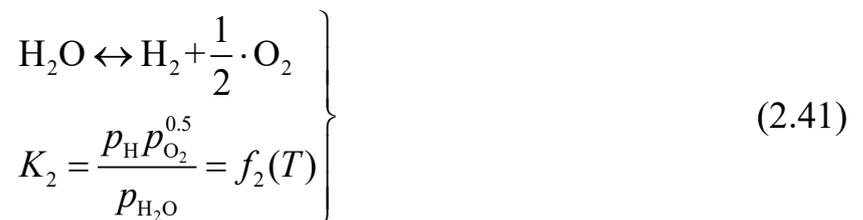
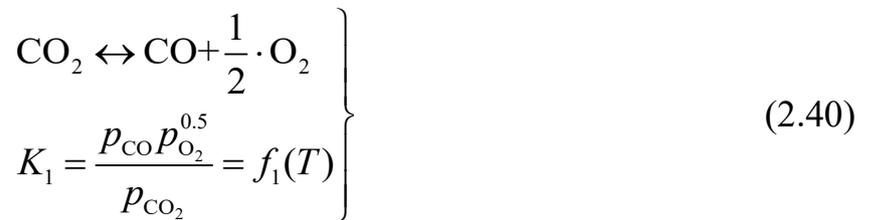
де B_{Γ} – витрата палива, м³/с; l – число пальників.

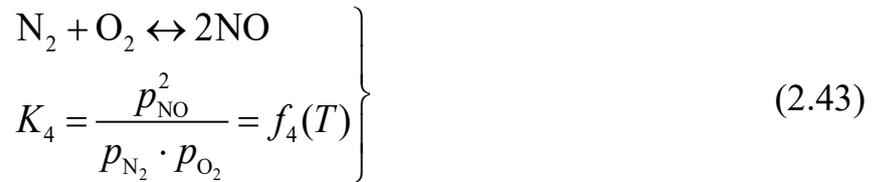
При максимальній температурі продуктів згорання у смолоскипі розраховуються значення K_j . Рішення системи рівнянь (2.28)...(2.37) дозволяє визначити рівноважні концентрації продуктів згорання C_i .

Рішення системи рівнянь енергетичного балансу виконується методом Мюллера і дозволяє оцінити адіабатичну температуру горіння. Температура в ядрі полум'я $T_{\text{ПГ}}$ визначається за алгоритмом В.А. Крутієві [115].

Під час згорання вуглеводневого палива в середовищі повітря або кисню утворюються продукти згорання, які включають лише чотири хімічні елементи: вуглець, водень, кисень і азот. У зв'язку з цим розроблена методика розрахунку складу продуктів згорання базується саме на цій системі елементів.

Рівняння реакцій дисоціації записуються в наступному вигляді [114, 115]:





де K_i – константи рівноваги, які залежать тільки від температури й типу хімічної реакції.

За допомогою цих величин розраховується склад продуктів згоряння.

У рівняннях реакцій дисоціації (2.37)...(2.46) містяться 10 невідомих парціальних тисків газів, що складають повний тиск продуктів згоряння. Рівняння балансу елементів, що входять у пальну суміш, складаються шляхом прирівнювання кількості елемента, що входив у пальну суміш, кількості цього ж елемента, що входить у продукти згоряння [115].

Для обраної системи елементів балансові рівняння записуються в такий спосіб:

$$C_{г.с} = \frac{C_{II} - LC_0}{1 + L} = \frac{12\mu_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} (p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}) \quad (2.47)$$

$$H_{г.с} = \frac{H_{II} - LH_0}{1 + L} = \frac{1\mu_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} (2p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2} + p_{\text{H}}) \quad (2.48)$$

$$N_{г.с} = \frac{N_{II} - LN_0}{1 + L} = \frac{14\mu_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} (2p_{\text{N}_2} + p_{\text{N}} + p_{\text{NO}}) \quad (2.49)$$

$$O_{г.с} = \frac{O_{II} - LO_0}{1 + L} = \frac{16\mu_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} (2p_{O_2} + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{NO} + p_O) \quad (2.50)$$

де L_0 – стехіометричний коефіцієнт, що визначається за формулою

$$L_0 = -\frac{\frac{8}{3}C_{II} + 8H_{II} - O_{II}}{\frac{8}{3}C_0 + 8H_0 - O_0} \quad (2.51)$$

Пальна суміш, що має мінімально необхідну кількість повітря для повного згорання палива, є стехіометричною; при надлишку палива суміш називається багатою, а при надлишку повітря – бідною. Надлишок окислювача стосовно стехіометричній його кількості оцінюється коефіцієнтом надлишку окислювача і виражається співвідношенням (2.17).

У балансових рівняннях кількість елементів, що входять у пальну суміш, виражається в кілограмах на 1 кг пальної суміші або на 1 кг продуктів згорання. Балансові рівняння побудовані за наступним принципом. Загальним коефіцієнтом перед дужками, у яких записана сума парціальних тисків, є відношення $\frac{\mu_{\Sigma}}{p_{\Sigma}}$ (μ_{Σ} – число кілограм-молів продуктів згорання, що приходяться на 1 кг пальної суміші; p_{Σ} – загальний тиск газів), помножене на атомну вагу елемента, для якого записується балансове рівняння. Парціальні тиски, що входять у балансові рівняння, беруться з коефіцієнтом, рівним числу атомів даного елемента, що знаходяться в молекулі даного газу.

У балансових рівняннях з'явилися два додаткових невідомих: μ_{Σ} і p_{Σ} . Для їхнього визначення використовуються рівняння закону Дальтона:

$$p_{\Sigma} = p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{N_2} + p_{O_2} + p_{H_2} + p_{NO} + p_H + p_O + p_N = 1 \quad (2.52)$$

і формула:

$$\mu_{\Sigma} = \frac{p_{\Sigma}}{\sum_i M_i p_i} = \frac{1}{M_{\Sigma}} \quad (2.53)$$

Подана система з 13 рівнянь є достатньою для розрахунку 10 парціальних тисків компонентів газової суміші. Враховуючи обраний підхід до побудови моделі, немає потреби деталізувати молекулярну структуру речовини. За таких умов доцільно використовувати загальну (брутто) формулу для опису окремої речовини або її суміші.

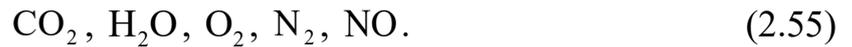
2.2.2 Брутто-формула моделі розрахунку складу димових газів для суміші палив

Вхідні дані визначаються брутто-формулою паливної суміші. Горючі гази, що використовуються в енергетиці, мають вуглеводневий склад і складаються з обмеженої кількості хімічних елементів. З урахуванням складу повітря, що використовується як окиснювач, їх перелік може включати С, Н, О, N. У деяких випадках може бути присутньою сірка (S), але її відсутність чи наявність не впливає на спільність рішення [116]. Брутто-формула паливної суміші (без урахування сірки) матиме вигляд:

$$C_{b_C} H_{b_H} O_{b_O} N_{b_N}, \quad (2.54)$$

де b_C , b_H , b_O , b_N – кількість атомів окремих хімічних елементів у загальній брутто – формулі паливної суміші встановлюється з урахуванням пропорції між основним і низькокалорійним газами, а також залежно від значення коефіцієнта надлишку повітряного окиснювача. Окрім цього, на основі ентальпійних характеристик вихідного газу та повітря обчислюється питома ентальпія паливо-повітряної суміші (2.54).

На основі виразу (2.54) встановлюється складова частина димових газів, тобто визначається перелік хімічних речовин, які можуть утворюватися в продуктах згоряння залежно від умов процесу. У випадку, коли коефіцієнт надлишку окиснювача α перевищує одиницю ($\alpha > 1$), і процес горіння відбувається в умовах хімічної рівноваги, можна очікувати наявність у димових газах таких компонентів, як CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 та, можливо, NO_x – як показано у виразі (2.55).



Якщо ж $\alpha < 1$, тобто в умовах дефіциту окиснювача, існує ймовірність утворення продуктів неповного згоряння. У таких випадках до складу димових газів можуть входити CO (чадний газ), H₂ (водень), а також CH₄ (метан), які свідчать про присутність залишків вихідного палива в незгорілому або частково окисненому вигляді. Проте для цілей моделювання і розрахунків доцільно обмежити перелік компонентів базовим набором, наведеним у формулі (2.55), що є типовим для умов повного згоряння при надлишку кисню. Такий підхід дозволяє забезпечити адекватність математичної моделі без суттєвого ускладнення обчислень, особливо при розрахунках теплообміну та парціальних тисків.

У рамках рівноважного процесу термічної деструкції паливної суміші для речовин, зазначених у виразі (2.55), можна сформулювати відповідні рівняння хімічної кінетики, спираючись на принцип дії мас. З огляду на те, що всі речовини перебувають у газоподібному стані, доцільніше використовувати не мольні концентрації, а парціальні тиски, що дозволяє спростити аналітичний опис системи. Такий підхід є виправданим і зручним, особливо в умовах високотемпературного середовища, де гази поведуться близько до ідеальних. У цьому випадку замість використання одиниці об'єму чи одного моля вихідної паливної суміші разом з окиснювачем, розрахунки виконуються для деякого умовного числа молей (M_T), яке визначається в процесі вирішення системи рівнянь. Це дозволяє прирівняти мольну концентрацію до парціального тиску за відповідних умов і спрощує формулювання кінетичних рівнянь.

Таким чином, для компонентів, згаданих у формулі (2.30), рівняння, що описує динаміку концентрацій відповідно до закону діючих мас, може бути записане через парціальні тиски, що є зручним математичним інструментом у моделюванні термохімічних рівноважних реакцій та має вигляд [116]:

$$\frac{P_C \cdot P_O^2}{P_{\text{CO}_2}} = K_{\text{CO}_2}(T); \quad \frac{P_H^2 \cdot P_O}{P_{\text{H}_2\text{O}}} = K_{\text{H}_2\text{O}}(T); \quad (2.56)$$

$$\frac{P_O^2}{P_{O_2}} = K_{O_2}(T); \quad \frac{P_N^2}{P_{N_2}} = K_{N_2}(T); \quad \frac{P_N \cdot P_O}{P_{NO}} = K_{NO}(T). \quad (2.56)$$

Тут у знаменниках парціальний тиск відповідних речовин. У чисельниках парціальний тиск атомів хімічних елементів, що входять до цих речовин. Показник ступеня дорівнює кількості відповідних атомів у формулі речовини. $K_{CO_2}(T)$; $K_{H_2O}(T)$; $K_{O_2}(T)$; $K_{N_2}(T)$; $K_{NO}(T)$ – константи хімічної рівноваги відповідних речовин за поточної температури горіння (табличні величини).

Використовуючи (2.54) можуть бути записані рівняння матеріального балансу шуканої моделі для кожного хімічного елемента, що входить до цієї формули:

$$\text{для [C]} \quad b_C \cdot M_T = P_{CO_2} + P_C; \quad (2.57)$$

$$\text{для [H]} \quad b_H \cdot M_T = 2 \cdot P_{H_2O} + P_H; \quad (2.58)$$

$$\text{для [O]} \quad b_O \cdot M_T = 2 \cdot P_{CO_2} + P_{H_2O} + 2 \cdot P_{O_2} + P_{NO} + P_O; \quad (2.59)$$

$$\text{для [N]} \quad b_N \cdot M_T = 2 \cdot P_{N_2} + P_{NO} + P_N. \quad (2.60)$$

Під час формулювання відповідних рівнянь враховано, що у процесі розрахунку береться не один моль, а певна кількість молей M_T паливо-повітряної суміші, склад якої описується загальною брутто-формулою (2.54).

Для завершення побудови системи рівнянь використовується рівняння Дальтона, яке виражає сумарний тиск у топковому просторі котла як суму парціальних тисків компонентів суміші (2.61), де позначено тиск P_Σ , що встановлюється в топці під час горіння.

$$P_\Sigma = P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{O_2} + P_{N_2} + P_{NO} + P_C + P_H + P_O + P_N \quad (2.61)$$

Таким чином, рівняння (2.55 – 2.61) утворюють замкнену систему нелінійних алгебраїчних рівнянь, розв'язок якої дозволяє визначити значення десяти невідомих – дев'яти парціальних тисків газових компонентів та загальної кількості молей M_T паливо-повітряної суміші:

$$P_{CO_2}, P_{H_2O}, P_{O_2}, P_{N_2}, P_{NO}, P_C, P_H, P_O, P_N, M_T. \quad (2.62)$$

2.3 Метод моделювання з урахуванням показників якості

Запропонована модель описується системою нелінійних алгебраїчних рівнянь, що виникають внаслідок математичного моделювання рівноважного горіння паливної суміші. Для знаходження розв'язку такої системи доцільно застосовувати ітераційні чисельні методи. Одним із найпоширеніших є метод Ньютона, що базується на ідеї лінеаризації – заміни вихідної нелінійної системи наближеною лінійною, в якій визначаються поправки до шуканих змінних на кожному кроці ітераційного процесу.

Однак при застосуванні цього методу до даної задачі виникає суттєва математична проблема, пов'язана з поганою обумовленістю системи. Причиною цього є наявність дуже малих значень окремих парціальних тисків у порівнянні з іншими – така різниця може досягати 10 – 15 порядків. Унаслідок цього система стає нестійкою до похибок і малочутливою до окремих змінних, що призводить до низької точності отриманих результатів і труднощів у збіжності ітераційного процесу.

З метою покращення числових характеристик системи та підвищення точності розрахунків, вихідні рівняння (2.55 – 2.61) перетворюються за допомогою логарифмування. Такий підхід дозволяє значно зменшити діапазон варіювання величин, що входять у рівняння, зменшивши їх різницю не на 10 – 15 порядків, а лише до кількох кратних значень. Попри те, що система залишається нелінійною після логарифмічного перетворення, вона набуває значно кращих числових властивостей, зокрема – стає краще обумовленою, що сприяє підвищенню стабільності розв'язання.

Водночас, слід зазначити, що проста лінеаризація за змінними у вигляді парціальних тисків не усуває повністю проблему надмірної різниці між значеннями окремих компонентів, що негативно впливає на точність ітераційного процесу. Якщо ж система лінеаризується за логарифмами шуканих величин (тобто логарифмами парціальних тисків продуктів згорання), то абсолютні значення змінних, які визначаються у процесі обчислення,

відрізнятимуться не на багато порядків, а лише в декілька разів. Це значно покращує збіжність методу та забезпечує стабільнішу роботу алгоритму [117; 118; 119].

Отже, система рівнянь (2.55 – 2.61), що описує рівноважний склад димових газів, після логарифмування змінних набуває вигляду:

$$\ln(P_C) + 2 \cdot \ln(P_O) - \ln(P_{CO_2}) = \ln(K_{CO_2}(T)); \quad (2.63)$$

$$2 \cdot \ln(P_H) + \ln(P_O) - \ln(P_{H_2O}) = \ln(K_{H_2O}(T)); \quad (2.64)$$

$$2 \cdot \ln(P_O) - \ln(P_{O_2}) = \ln(K_{O_2}(T)); \quad (2.65)$$

$$2 \cdot \ln(P_N) - \ln(P_{N_2}) = \ln(K_{N_2}(T)); \quad (2.66)$$

$$\ln(P_N) - \ln(P_O) - \ln(P_{NO}) = \ln(K_{NO}(T)); \quad (2.67)$$

$$\ln(b_C) + \ln(M_T) = \ln(P_{CO_2} + P_C); \quad (2.68)$$

$$\ln(b_H) + \ln(M_T) = \ln(2 \cdot P_{H_2O} + P_H); \quad (2.69)$$

$$\ln(b_O) + \ln(M_T) = \ln(2 \cdot P_{CO_2} + P_{H_2O} + 2 \cdot P_{O_2} + P_{NO} + P_O); \quad (2.70)$$

$$\ln(b_N) + \ln(M_T) = \ln(2 \cdot P_{N_2} + P_{NO} + P_N); \quad (2.71)$$

$$\ln(P_\Sigma) = \ln(P_{CO_2} + P_{H_2O} + P_{O_2} + P_{N_2} + P_{NO} + P_C + P_H + P_O + P_N). \quad (2.72)$$

Процес згоряння палива в котельній установці розглядається як такий, що відбувається при збереженні сталої ентальпії (ізоентальпійний режим). Суть методу розрахунку полягає в ітераційному визначенні температури та складу продуктів згоряння (димових газів), при яких сумарна ентальпія отриманої газової суміші буде рівною ентальпії початкової паливо-повітряної суміші.

Для заданої пари «паливо–окиснювач», за відомими значеннями їх ентальпій та мольного коефіцієнта співвідношення компонентів (2.33), розраховується ентальпія реагентів:

$$I^II = I^II + \chi \cdot I^O. \quad (2.73)$$

Подальше розв'язання здійснюється за таким алгоритмом:

1. Задається початкове наближення температури T_0 , яка вважається реалізованою в камері згоряння на певному етапі процесу $T_i = T_0$.

2. Із використанням лінеаризованої математичної моделі (рівняння 2.63 – 2.72) та ітераційного підходу визначається склад продуктів згоряння, що відповідає заданій температурі T_i . Зокрема, обчислюються парціальні тиски газових компонентів, що дає змогу визначити їх мольні частки. Константи хімічної рівноваги, необхідні для обчислень, можуть бути взяті з довідкових джерел або розраховані за допомогою апроксимаційних поліномів, подібних до наведених у [113].

3. За визначеною температурою T_i розраховуються ентальпії продуктів згоряння $I_i^{ПЗ}$. Для цього також можуть бути використані довідкові дані або апроксимаційні залежності, отримані з експериментальних чи табличних значень [113].

4. На основі знайдених мольних часток (які чисельно відповідають парціальним тискам у разі розгляду одного моля палива M_T) обчислюється сумарна ентальпія продуктів згоряння $I^{ПЗ}$:

$$I^{ПЗ} = \sum_i (P_i \cdot I_i^{ПЗ}). \quad (2.74)$$

5. Здійснюється порівняння ентальпій реагентів та продуктів згоряння. Оскільки парціальні тиски використовуються як мольні частки, коректність порівняння забезпечується шляхом нормування до одного моля палива у вигляді співвідношення:

$$M_T \cdot I^П \Leftrightarrow I^{ПЗ}. \quad (2.75)$$

6. Якщо ентальпії реагентів та продуктів згоряння збігаються в межах допустимого відхилення, вважається, що відповідні температура і склад продуктів згоряння визначені, і обчислення завершується.

7. У разі невідповідності ентальпій здійснюється корекція поточного значення температури – її збільшення або зменшення в залежності від характеру розбіжності. Після цього процедура повторюється з оновленим

значенням температури, починаючи з кроку 2 до досягнення прийнятної точності.

2.4 Верифікація моделі на прикладі сумішей різного походження

Для оцінки ефективності розробленої моделі було проведено розрахунок задачі з визначення температури та складу продуктів згоряння для трьох типів паливних речовин, до складу яких входить кисень у різних формах:

- перший випадок суміш з оксигеновмісною речовиною в активному вигляді, на прикладі метано-повітряної суміші;
- другий – піроліз деревини сосни;
- третій – паливна суміш, де кисень міститься у зв'язаному вигляді в негорючій частині газу, наприклад, у біогазі.

2.4.1 Метано-повітряна суміш

Метано-повітряна суміш (МПС), а також газові суміші, подібні до неї за складом, можуть утворюватися під час дегазації вугільних шахт. Такі суміші є горючими, а отже, мають потенціал для використання як паливо в енергетичних установках. В даному дослідженні МПС обрана як модельне паливо, оскільки існують експериментальні дані, які дозволяють оцінити достовірність та адекватність побудованої математичної моделі. Процес згоряння МПС в повітрі можливо умовно звести до горіння чистого метану в повітряному середовищі, що значно спрощує аналіз. Інформація щодо температури та складу продуктів згоряння за різних значень коефіцієнта надлишку повітря (в діапазоні $\alpha = 0.6 \dots 2.0$) представлена, зокрема, у [92]. Для перевірки точності моделі, в таблиці 2.4 подано результати розрахунків, отриманих з використанням математичних співвідношень (2.63 – 2.72), а в таблиці 2.5 надані дані парціальних тисків головних компонентів процесу згоряння з джерела [92]. Модель (2.63 – 2.72) розраховує кожен компонент складу продуктів згоряння, і

вони всі мають числове значення, але для зручності відображення результатів у таблиці, де вказано значення «0» це значення має порядок менше 10^{-5} .

Таблиця 2.4

Результати розрахунку визначення температури та складу продуктів згоряння МПС суміші на основі моделі (2.63 – 2.72) для різних значень α

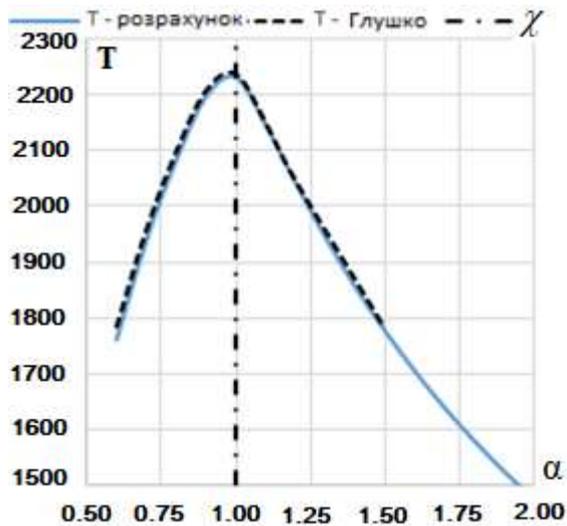
α	0.6	0.8	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2
T, [K]	1761	2084	2232	2041	1855	1703	1578	1473
P_{CO}	0.0941	0.0503	0.0071	0.000558	0.0000696	0.0000107	0	0
P_{CO_2}	0.0388	0.0603	0.0871	0.0796	0.0695	0.0614	0.055	0.0498
P_{H_2O}	0.147	0.183	0.184	0.159	0.139	0.123	0.11	0.0995
P_{OH}	0	0.000239	0.00247	0.00169	0.000692	0.000274	0.000109	0.0000445
P_{H_2}	0.118	0.0379	0.00335	0.000286	0.0000419	0	1.50E-06	0
P_{O_2}	0	0	0.00384	0.0306	0.0546	0.0729	0.0875	0.0993
P_{N_2}	0.602	0.668	0.71	0.725	0.735	0.741	0.747	0.751
P_{NO}	0	0	0.00168	0.00301	0.00235	0.00161	0.00106	0.000688
P_H	0	0	0	0	0	0	0	0
P_O	0	0.000535	0.000383	0.0000353	0	0	0	0
P_C	0	0	0.000171	0.000132	0.0000386	0.0000103	0	70
P_N	0	0	0	0	0	0	0	0
M_T	0.133	0.111	0.0942	0.0802	0.0696	0.0614	0.055	0.0498

Таблиця 2.5

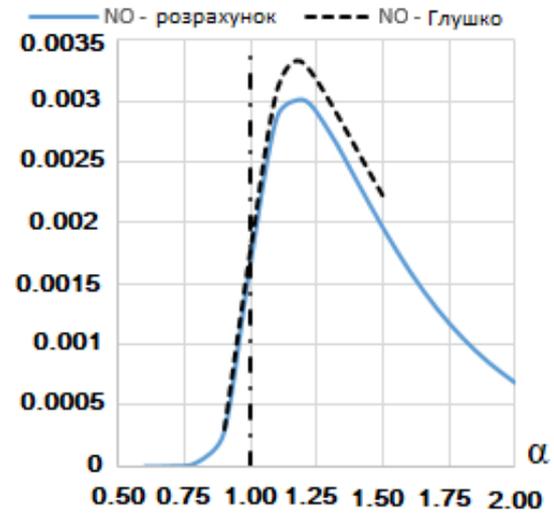
Результати розрахунку визначення температури та складу продуктів згоряння МПС з [92]

α	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.5
T, [K]	1784	1958	2098	2208	2239	2152	2048	1782
P_{CO}	0.0988	0.0771	0.0537	0.0283	0.0078	0.002	0.0006	
P_{CO_2}	0.0346	0.0442	0.0575	0.0743	0.087	0.0832	0.0801	0.0657
P_{H_2O}	0.151	0.173	0.186	0.19	0.184	0.171	0.159	0.13
P_{O_2}				0.0001	0.0039	0.0165	0.0304	0.0641
P_{NO}				0.0003	0.0018	0.0031	0.0033	0.0022

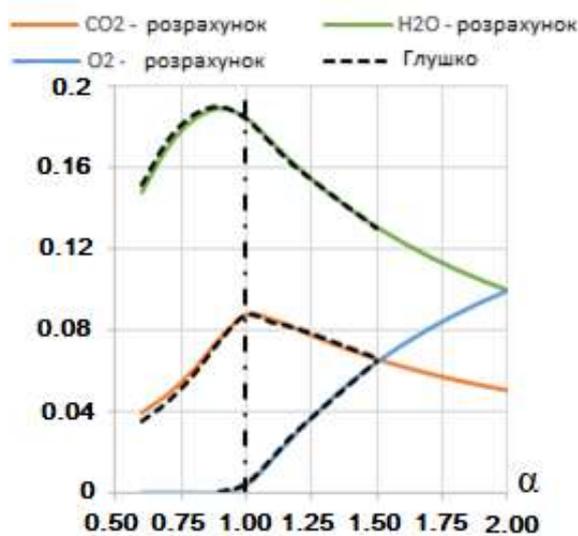
На рисунку 2.2 результати моделювання параметрів продуктів згоряння відображені суцільними лініями, тоді як експериментальні дані з [92] подано пунктирними. Положення, що відповідає стехіометричному співвідношенню компонентів, позначено штрихпунктирною лінією.



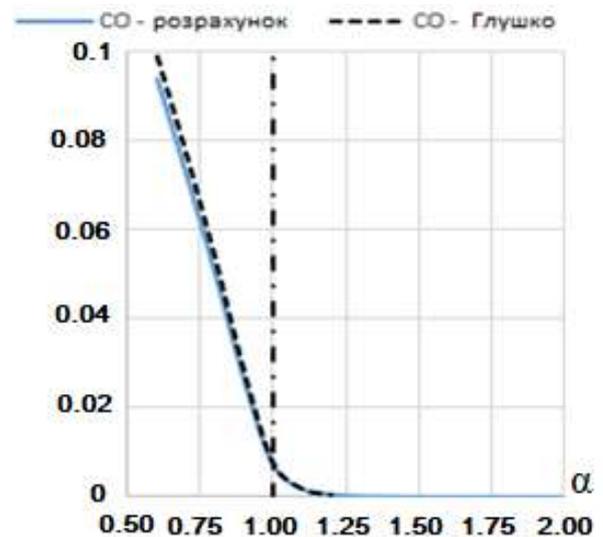
а)



б)



в)



г)

Рис. 2.2. Результати перевірки розрахунків і даних з довідника [92] для продуктів згоряння метано-повітряної суміші при різних значеннях α : а) – температура; б) – парціальний тиск окису азоту; в) – парціальних тисків вуглекислого газу, водяної пари і вільного кисню; г) – парціальний тиск окису вуглецю

Аналіз отриманих результатів та їх порівняння з даними з джерел [92] свідчить про високий рівень відповідності, як у якісному, так і кількісному аспектах, що підтверджує надійність побудованої математичної моделі. Відносні відхилення складу продуктів згоряння не перевищують 2–3%, а температурні похибки – не більше 0,4%, що цілком відповідає допустимим межах точності, прийнятим для інженерних розрахунків (до 5%). Це дає підстави вважати, що удосконалення моделі та алгоритму обчислень проведено правильно.

Невеликі розбіжності пояснюються різницею у початкових припущеннях щодо складу паливної суміші. Зокрема, в роботі [92] враховувались можливі домішки водяної пари в метані та повітрі, а також наявність незначних кількостей аргону, вуглекислого газу і азоту. У поточних розрахунках ці інертні компоненти замінено на азот. Крім того, у [92] зазначено джерела термодинамічних характеристик речовин, проте не вказано, у якій формі вони використовувались – табличні значення чи апроксимації. У даній роботі застосовано апроксимовані залежності у вигляді поліномів шостого порядку, що також може спричинити незначні розходження з табличними даними.

На графіках (зокрема, рис. 2.2) видно чітку відповідність між результатами моделювання та літературними значеннями. Незначні відхилення, що спостерігаються, не виходять за межі допустимої похибки, навіть у випадках з малими числовими величинами. Модифікована модель також дозволяє визначати рівноважний склад продуктів термодеструкції метану за різних температур при сталому складі вихідних речовин.

Таким чином, отримані дані можна використовувати як розширене джерело інформації, що доповнює наявні літературні дані [92], для аналізу складу та температури продуктів згоряння метаново-повітряної суміші за різних значень коефіцієнта надлишку повітря.

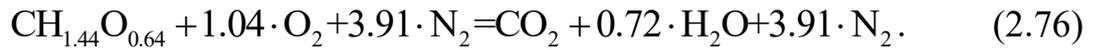
2.4.2 Процеси газифікації та повільного піролізу деревини сосни

Під час піролізу деревини, процесу термічного розкладу біомаси в умовах обмеженого доступу кисню, утворюються три основні продукти: газоподібні речовини (синтез-газ), рідкі продукти (біоолія) та твердий залишок (біовугілля). Піроліз є ключовим етапом у процесах термічної переробки біомаси, зокрема газифікації та спалювання, оскільки саме на цьому етапі утворюються первинні продукти розкладу, які в подальшому вступають у реакції з киснем або іншими окислювачами. Піроліз деревини поділяється на повільний ($T \approx 350 - 450^\circ\text{C}$) та швидкий ($T > 500^\circ\text{C}$). Склад цих продуктів залежить від температури, швидкості нагріву, часу перебування в реакційній зоні та типу деревини [120].

Для перевірки достовірності моделі, застосованої до аналізу термохімічних перетворень твердих речовин, не вдалося знайти уніфіковані структуровані експериментальні дані через значну варіативність умов проведення досліджень. У зв'язку з цим було використано узагальнені експериментальні відомості, що відображають характерні діапазони змін концентрацій основних груп продуктів перетворення деревної сировини, зокрема сосни. Подібні дані є доступними в більшості літературних джерел різних років, що й зумовило їх використання для аналізу.

У розрахунках застосовано узагальнені дані щодо елементного складу сосни, згідно з якими вміст вуглецю (C) становить близько 49 – 50%, кисню (O) – 42 – 44%, водню (H) – 6 – 7%, азоту (N) – 0.1 – 1 % та зольні домішки – менше 1%. Через незначний вплив на результати останні компоненти були виключені з розрахункової формули. Як результат, для бруто-формули було прийнято $\text{C}_H_{1.44}\text{O}_{0.64}$. Виходячи з оцінок жаропродуктивності абсолютно сухої сосни (до 2370 K), було визначено ентальпію вихідної речовини на рівні – 68,24 кДж/моль (–2880 кДж/кг).

Здійснено моделювання процесу повного згоряння сосни за стехіометричного співвідношення пального та окислювача. Відповідна хімічна реакція подана у вигляді [121]:



Результати розрахунку за цією схемою наведено у таблиці 2.6 для діапазону $\alpha = 0.4 \dots 2.5$. Модель (2.63 – 2.72) розраховує кожен компонент складу продуктів згоряння, і вони всі мають числове значення, але для зручності відображення результатів у таблиці, де вказано значення «0» це значення має порядок менше 10^{-5} .

Таблиця 2.6

Результати розрахунку визначення температури та складу продуктів згоряння деревини сосни на основі моделі (2.63 – 2.72) для різних значень α

α	0.4	0.6	0.8	0.9	1	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5
T,[K]	1661	2071	2316	2371	2356	2119	1870	1681	1530	1409
P_{CO}	0.246	0.153	0.072	0.04	0.019	0.0015	0.0001	0	0	0
P_{CO_2}	0.058	0.093	0.134	0.15	0.156	0.139	0.116	0.099	0.086	0.077
$P_{\text{H}_2\text{O}}$	0.085	0.125	0.132	0.128	0.121	0.1	0.083	0.071	0.062	0.055
P_{OH}	0	0	0.0015	0.003	0.004	0.002	0	0	0	0
P_{H_2}	0.134	0.052	0.015	0.007	0.003	0.0003	0	0	0	0
P_{N_2}	0.476	0.577	0.644	0.667	0.684	0.711	0.723	0.736	0.743	0.749
P_{O_2}	0	0	0	0.002	0.008	0.042	0.071	0.092	0.107	0.119
P_{NO}	0	0	0	0.0016	0.003	0.0043	0.0028	0.0017	0	0

Для визначення адекватності моделі розрахунку складу продуктів згоряння необхідно визначити мольні співвідношення речовин, що містять водень (H) і азот (N), відносно до вмісту вуглецю (C) та порівняти з відповідними коефіцієнтами у формулі (2.76).

$$K_{\text{H}}(\text{C}) = \frac{P_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{OH}} + P_{\text{H}_2}}{P_{\text{CO}} + P_{\text{CO}_2}}. \quad (2.77)$$

$$K_{\text{N}}(\text{C}) = \frac{P_{\text{N}_2} + P_{\text{NO}}}{P_{\text{CO}} + P_{\text{CO}_2}}. \quad (2.78)$$

Визначимо мольні співвідношення речовин:

$$K_{\text{H}}(\text{C}) = \frac{0.121 + 0.004 + 0.003}{0.019 + 0.156} = 0.731$$

$$K_N(C) = \frac{0.684 + 0.003}{0.019 + 0.156} = 3.926$$

Визначимо похибку розрахунків:

$$\delta_H = \frac{0.731}{0.72} = 1.015$$

$$\delta_N = \frac{3.926}{3.91} = 1.004$$

Похибка між розрахунковими і аналітичними значеннями не перевищує 1,1%, що підтверджує коректність моделі.

У таблиці 2.6 наведено розрахунки, що відображають ключові особливості не тільки процесу горіння, але і газифікації. А саме, показано, що при $\alpha = 0.9$ температура вища (2371 K), ніж при $\alpha = 1.0$ (2356 K). Це пов'язано з тим, що збільшення кількості інертного азоту (N_2) сильніше впливає на зниження температури, ніж додаткова теплова енергія – азот не бере участі в реакції, але потребує нагріву. Дані також демонструють зміну співвідношення між CO, CO₂ і H₂O під час переходу від горіння до газифікації. Показано, що зростання вмісту вільного кисню (O₂) супроводжується збільшенням кількості оксидів азоту (NO). Проте після досягнення певного значення α , кількість NO починає зменшуватись, попри підвищення вмісту кисню, що пояснюється зниженням температури і, відповідно, зменшенням інтенсивності утворення NO.

Таким чином, результати розрахунків, виконаних на основі запропонованої універсальної моделі, достовірно відображають характеристики різних процесів термохімічної конверсії вуглеводневих речовин – спалювання, газифікації та високотемпературного піролізу. Відносна похибка не перевищує допустимі межі для інженерних розрахунків (менше 5%), що свідчить про її придатність для інженерного аналізу термохімічних перетворень твердих біопалив.

2.4.3 Біогаз, утворений в метантенку

Газова суміш, що утворюється під час бродіння органічних відходів у метантенках, характеризується змінним складом. Така варіативність пояснюється як неоднорідністю самих відходів, так і коливаннями температури в процесі анаеробного зброджування. Хоча якісний склад біогазу зазвичай відомий, його кількісний склад подається орієнтовно, у вигляді інтервалів. Наприклад, за даними дослідження [122], біогаз може містити до 50–75 % метану, 25–50 % вуглекислого газу, 0–10 % азоту, 0–1 % водню, а також невеликі домішки сірководню та водяна пара, при теплотворній здатності 5000–6500 ккал/м³.

У літературі не зустрічаються дані щодо складу продуктів згоряння газів, що утворюються при бродінні в метантенках, аналогічних тим, що наведені в [92], тому були виконані розрахунки на основі моделей (2.63 – 2.72).

Для суміші газів приймемо наступний склад: 53 % CH₄, 40 % CO₂ та 7 % H₂S. Модель, використана для розрахунків, передбачає, що кисень входить до складу як пального, так і окиснювача, тоді як азот враховується лише в складі окиснювача (повітря). З огляду на це, для розрахунків суміші газів в метантенках було прийняте таке ж припущення. Раніше вуглекислий газ, аргон та інші домішки повітря, що не взаємодіють з речовинами в процесі горіння, були замінені на азот, який також практично не бере участь у реакціях. Заміна азоту на вуглекислий газ була здійснена з огляду на те, що азот є інертним газом і не бере участі в хімічних реакціях, що протікають під час горіння.

Розрахуємо ентальпію суміші газів, що утворюється в метантенках в результаті анаеробного бродіння органічних відходів. Склад суміші газів був визначений на основі об'ємних відсотків. Для спрощення припустимо, що молярні об'єми всіх газів однакові, оскільки вони перебувають за однакових температурних і тискових умов ($V^m = 22.4$ л). Враховуючи це, для розрахунку ентальпії суміші використовуємо об'ємні частки компонентів суміші, які будуть прийняті рівними молярним часткам.

Згідно з літературними джерелами [123], молярні ентальпії для компонентів цієї суміші становлять: для метану $I_{CH_4} = -66.63$ кДж/моль, для вуглекислого газу $I_{CO_2} = -393.14$ кДж/моль, для сірководню $I_{H_2S} = -33.18$ кДж/моль.

Ентальпія суміші газів обчислюється як середньозважена ентальпія за молярними частками компонентів, використовуючи формулу:

$$I_{mix}^{\mu} = x_{CH_4} \cdot I_{CH_4} + x_{CO_2} \cdot I_{CO_2} + x_{H_2S} \cdot I_{H_2S}. \quad (2.79)$$

де x_{CH_4} , x_{CO_2} , x_{H_2S} – молярні частки газів у суміші (в об'ємних відсотках).

Підставляючи значення у (2.78):

$$I_{mix}^{\mu} = 0.53 \cdot (-66.63) + 0.4 \cdot (-393.14) + 0.07 \cdot (-33.18) = -194.84 \text{ кДж/моль.}$$

Визначимо умовну брунто-формулу пального для суміші газів та стехіометричний коефіцієнт співвідношення компонентів. Для визначення умовної формули пального необхідно розрахувати умовні формули з компонентів суміші, виходячи з їх об'ємних часток.

Сума показників кількості атомів для кожного елемента у молекулі суміші газів становить: для метану (CH_4) – 1 атом вуглецю та 4 атоми водню; для вуглекислого газу (CO_2) – 1 атом вуглецю та 2 атоми кисню; для сірководню (H_2S) – 2 атоми водню та 1 атом сірки.

Враховуючи об'ємні частки, загальний склад суміші можна виразити у вигляді: вуглець (C) – 53% метану (CH_4) дає 1 атом вуглецю, 40% вуглекислого газу (CO_2) дає 1 атом вуглецю; водень (H) – 53% метану (CH_4) дає 4 атоми вуглецю, 7% сірководню (H_2S) дає 2 атоми водню; сірка (S) – 7% сірководню (H_2S) дає 1 атом сірки; кисень (O) – 40% вуглекислого газу (CO_2) дає 2 атоми кисню.

Розрахуємо кількість атомів на 1 моль суміші:

$$\text{для } CH_4 \Rightarrow C_{1 \cdot 0.53} H_{4 \cdot 0.53} \Rightarrow C_{0.53} H_{2.12},$$

$$\text{для } CO_2 \Rightarrow C_{1 \cdot 0.4} O_{2 \cdot 0.4} \Rightarrow C_{0.4} O_{0.8},$$

для $\text{H}_2\text{S} \Rightarrow \text{H}_{2 \cdot 0.07} \text{S}_{1 \cdot 0.07} \Rightarrow \text{H}_{0.14} \text{S}_{0.07}$.

Таким чином, після підсумування атомів отримуємо умовну формулу суміші:

$$\text{C}_{0.93} \text{H}_{2.26} \text{O}_{0.8} \text{S}_{0.07}. \quad (2.80)$$

Розрахуємо молярну масу суміші газів, враховуючи молярні маси її складових. Молярні маси для компонентів: метан – 16.04 г/моль, сірководень – 34.08 г/моль, вуглекислий газ – 44.01 г/моль.

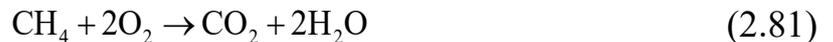
Використовуючи об'ємні частки компонентів обчислимо молярну масу суміші:

$$\mu_{mix} = 0.53 \cdot 16.04 + 0.07 \cdot 34.08 + 0.4 \cdot 44.01 = 8.5 + 2.39 + 17.6 = 28.49 \text{ г/моль}.$$

Розрахуємо питому ентальпію суміші:

$$I_{mix}^{num} = \frac{I_{mix}}{\mu_{mix}} = \frac{-194.84}{28.49} = -6.8389 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{г}} \right) = -6838.9 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Для розрахунку стехіометричного коефіцієнта співвідношення компонентів біогазу будемо використовувати рівняння для реакцій горіння метану та сірководню.



Відповідно до (2.81) і (2.82), для спалювання метану (CH_4) необхідно 2 моля O_2 , для спалювання сірководню (H_2S) – 1.5 моля O_2 , так як, CO_2 не горить, то O_2 не потрібен.

Отже, для спалювання CH_4 (0.53 моль) $\rightarrow 0.53 \cdot 2 = 1.06$ моль O_2 ; для спалювання сірководню (H_2S) $\rightarrow 0.07 \cdot 1.5 = 0.105$ моль O_2 . Таким чином, загальна потреба в $\text{O}_2 = 1.06 + 0.105 = 1.165$ моль O_2 .

Враховуючи, що повітря містить 21% кисню, (1 моль O_2 міститься в ≈ 4.76 моль повітря), тоді для стехіометричного спалювання 1 молю газової суміші необхідно: $\chi_0'' = 1.165 \cdot 4.76 = 5.55$ моль повітря.

Використовуюючи отримані дані, визначимо температуру та склад продуктів згоряння біогазу при різних значеннях α . Результати розрахунку на основі моделі (2.63 – 2.72) для діапазону $\alpha = 0.4...2.5$ наведені у таблиці 2.7. Модель (2.63 – 2.72) розраховує кожен компонент складу продуктів згоряння, і вони всі мають числове значення, але для зручності відображення результатів у таблиці, де вказано значення «0» це значення має порядок менше 10^{-5} .

Таблиця 2.7

Результати розрахунку визначення температури та складу продуктів згоряння біогазу на основі моделі (2.63 – 2.72) для різних значень α

α	0.6	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
T,[K]	1577	1918	2046	2108	2025	1930	1843	1764	1692	1626
P_{CO}	0.11	0.0561	0.0281	0.0054	0.0011	0.0003	0.0001	0	0	0
P_{CO_2}	0.0857	0.109	0.125	0.137	0.13	0.122	0.114	0.106	0.1	0.095
P_{H_2O}	0.162	0.183	0.184	0.178	0.166	0.154	0.144	0.135	0.127	0.12
P_{OH}	0	0	0.0003	0.0013	0.00135	0.0009	0.0006	0.0004	0.0002	0.00012
P_{H_2}	0.086	0.0267	0.0105	0.0017	0.00037	0.0001	0	0	0	0
P_{O_2}	0	0	0	0.0027	0.0159	0.0295	0.0421	0.0525	0.0621	0.0708
P_{N_2}	0.556	0.625	0.652	0.672	0.683	0.691	0.699	0.704	0.71	0.715
P_{NO}	0	0	0	0.00103	0.00202	0.0021	0.0019	0.0017	0.0014	0.00115
P_C	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P_H	0	0.0001	0.0002	0.0001	0	0	0	0	0	0
P_O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P_N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
M_T	0.202	0.17	0.158	0.147	0.136	0.126	0.117	0.11	0.103	0.098

Визначимо адекватність розрахунків моделі. Згідно з даними літератури [122], теплотворна здатність газової суміші біогазу, що утворюється в метантенках в результаті анаеробного бродіння органічних відходів, знаходиться в діапазоні від 5000 до 6500 ккал/м³, що еквівалентно 20900–27170 кДж/м³. Ця величина відповідає стехіометричній реакції горіння при $\alpha = 1$. Будемо порівнювати теоретичні значення [123, 124] з результатами чисельного розрахунку.

Для чисельного розрахунку теплотворної здатності використовуємо модель (2.63–2.72), що базується на парціальних тисках продуктів згоряння P_i та їх мольних концентраціях. Відповідно до цієї моделі, для кожного продукту згоряння (метан, сірководень, вуглекислий газ) обчислюється кількість енергії, що виділяється під час його утворення.

Для цього з [123, 124] розрахуємо мольні ентальпії продуктів згоряння $I^{ПЗ}$ при температурі $T=2108$ К, що відповідає стехіометричній реакції горіння при $\alpha=1$, з урахуванням їхніх стандартних ентальпій утворення при нормальних умовах I^{HV} (298 К, 1 атм). Відмінність між цими значеннями $(I^{ПЗ} - I^{HV})$ дає кількість енергії, що виділяється при утворенні одного моля продукту. Добуток $P_i \cdot (I^{ПЗ} - I^{HV})_i$ визначає величину енергії, що виділяється при утворенні відповідного продукту згоряння в процесі горіння. У таблиці 2.8 наведені проміжні розрахунки теплотворної здатності продуктів згоряння суміші газів з метантенку (біогазу) в повітрі.

Цей процес виконується для кожного продукту горіння окремо, і сума цих величин $Q_{\Sigma} = \sum [P_i \cdot (I^{ПЗ} - I^{HV})_i]$ дає загальну кількість енергії, що виділяється в процесі горіння суміші біогазу. Розрахуємо цю величину:

$$Q_{\Sigma} = \sum [P_i \cdot (I^{ПЗ} - I^{HV})_i] = 68.542 [\text{кДж}].$$

Згідно з моделлю, умова чисельної рівності парціальних тисків продуктів згоряння P_i та їх мольних концентрацій M_T (з таблиці 2.7 для коефіцієнту надлишку повітря $\alpha=1$ $M_T=0.147$) виконана для визначеної кількості молей пального. Визначимо кількість енергії Q_{μ} , що виділяється при згорянні 1 молю пального.

$$Q_{\mu} = \frac{Q_{\Sigma}}{M_T} = \frac{68.542}{0.147} = 466.94 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{моль}} \right].$$

Таблиця 2.8

Результати розрахунку теплотворної здатності продуктів згоряння суміші біогазу в повітрі на основі моделі (2.63–2.72) для випадку $\alpha = 1$

Склад	$P, \left[\frac{\text{бар}}{\text{моль}} \right]$	$I^{ПЗ}, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{моль}} \right]$	$I^{НУ}, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{моль}} \right]$	$I^{ПЗ} - I^{НУ}, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{моль}} \right]$	$P \cdot (I^{ПЗ} - I^{НУ}), [\text{кДж}]$
P_{CO}	0.0054	-41.23	-101.94	60.71	0.3278
P_{CO_2}	0.137	-286.09	-384.05	97.96	13.4205
P_{H_2O}	0.178	-153.27	-231.99	78.72	14.0122
P_{OH}	0.00133	105.67	48.10	57.57	0.0766
P_{H_2}	0.0017	65.13	8.54	56.59	0.0962
P_{O_2}	0.0027	71.99	8.62	63.37	0.1711
P_{N_2}	0.672	68.66	8.59	60.07	40.367
P_{NO}	0.00103	162.26	100.31	61.95	0.0638
P_C	1.34E-18	760.91	723.2	37.71	5.05E-17
P_H	1.33E-04	261.82	224.2	37.62	0.005
P_O	6.38E-05	293.85	255.85	38	0.0024
P_N	3.06E-09	516.50	478.87	37.63	1.15E-07

Враховуючи, що об'єм одного моля газу дорівнює $V_\mu = 22.4$ л або 0.0224 м³, ми можемо визначити теплотворну здатність для 1 м³ газової суміші, таким чином, теплотворна здатність становить:

$$Q_L^W = \frac{Q_\mu}{V_\mu} = \frac{466.94}{0.0224} = 20845.7 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right]$$

Розрахунки показують, що теплотворна здатність для цієї суміші становить 20845.7 кДж/м³, що практично співпадає з нижньою межею діапазону змінюваних значень теплотворної здатності, наведеною в [122].

Перевіримо також модель через розрахунок теплотворної здатності біогазу, скориставшись нижчою теплотою згоряння компонентів та їх об'ємною часткою у суміші.

Нижча теплота згоряння (в умовах 25°C та 1 атм.) становить [124]:

для $\text{CH}_4 = 802.3$ кДж/моль;

для $\text{CO}_2 = 0$ кДж/моль (не горить);

для $\text{H}_2\text{S} = 519 \text{ кДж/моль}$.

Розрахуємо теплоту згорання суміші на 1 моль газу:

$$Q_{\mu} = 0.53 \cdot 802.3 + 0.07 \cdot 519 = 461.55 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{моль}} \right].$$

$$\text{Переведемо до теплоти згорання на } 1 \text{ м}^3: Q_L^w = \frac{461.55}{0.0244} = 20694 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right]$$

Похибка між розрахунковими і аналітичними значеннями не перевищує 1 %, що підтверджує коректність моделі.

Таким чином, розрахунок теплотворної здатності за двома методами (модель розрахунку продуктів згорання та нижню теплоту згорання складу суміші) підтверджує правильність використаних даних для розрахунку, оскільки він знаходиться в межах теоретично передбачених значень. Крім того, нижня межа теплотворної здатності була отримана через мінімальний вміст метану та максимальний вміст баластних газів у складі суміші.

Практичний збіг наведеної в [122] і розрахованої величини теплотворної здатності підтверджує придатність моделі (2.63–2.72) в випадку, що розглядається [117 – 119].

2.5 Розробка методу регулювання теплової потужності котла з урахуванням теплотворної здатності суміші палив

На підставі наведеного математичного опису було проведено статичний розрахунок котла ГМ-50 для ряду режимів його роботи, що передбачали зміну навантаження від номінального до часткового, а також варіацію складу паливної суміші. Зокрема, розглядалися різні співвідношення між основним паливом – природним газом із високою теплотою згорання – та низькокалорійними домішками у вигляді доменного газу або біогазу [6].

Метою розрахунків було встановлення впливу типу палива та його питомої теплоти на основні параметри роботи котла, зокрема: витрату палива,

об'єм димових газів і здатність котла працювати в умовах зниженого теплового навантаження без порушення теплотехнічного балансу.

Результати обчислень систематизовано у таблицю 2.9, що відображає зміну витрат палива та димових газів для кожного варіанта навантаження та складу паливної суміші.

Таблиця 2.9

Розрахунок режимів роботи котла на суміші палив

Вміст штучного газу в природному	Навантаження	Витрата пари	Потужність	Q_{p_n}	Витрати палива	Об'єм продукт згоряння	Витрата ДГ	
	%	%	кГ/с	МВт	МДж/м ³	м ³ /с	м ³ /м ³	м ³ /с
Розрахунок ве паливо (природний газ)	0	100	13.89	32.92	37.56	0.96	11.67	11.24
	0	85	11.81	27.98	37.56	0.82	11.67	9.96
	0	75	10.42	24.69	37.56	0.72	11.67	8.79
	0	55	7.64	18.11	37.56	0.53	11.67	6.16
біогаз, $Q_{p_n} = 20,63$ МДж/м ³	60	75	10.42	24.69	27.42	0.99	8.80	9.07
	80	75	10.42	24.69	24.02	1.13	7.84	9.22
	100	75	10.42	24.69	20.63	1.32	6.88	9.42
доменний газ $Q_{p_n} = 4,11$ МДж/м ³	17	85	11.81	27.98	31.93	0.96	9.99	10.03
	100	85	11.81	27.98	4.11	7.48	1.69	12.64
	28	75	10.42	24.69	28.17	0.96	8.87	8.90
	50	75	10.42	24.69	20.71	1.31	6.64	9.05
	100	75	10.42	24.69	4.11	6.60	1.69	11.44
	50.5	55	7.64	18.11	20.66	0.96	6.63	6.64
	100	55	7.64	18.11	4.11	4.84	1.69	8.39

Аналіз даних таблиці 2.9 свідчить, що змішування базового (висококалорійного) та штучного (низькокалорійного) газоподібного палива дає змогу регулювати теплову потужність котла без істотної зміни витрати димових газів.

При цьому, чим вищою є теплота згоряння штучного палива, тим більш суттєвим є вплив такого змішування на мінімально допустиме навантаження без істотного зниження об'єму димових газів. Це обумовлено тим, що більш калорійні суміші при часткових навантаженнях все ще забезпечують достатній об'єм продуктів згоряння, необхідний для стабільної роботи котла.

Дані таблиці стали основою для побудови графіків залежностей і подальшого аналізу ефективності використання кожного з видів палива в контексті експлуатації котла.

На рисунку 2.3 наведений графік залежності навантаження котла від витрати природного газу і витрати димових газів, рисунок 2.4 ілюструє залежності витрати палива та димових газів від зміни вмісту штучного газу в суміші при спалюванні доменного газу та біогазу при навантаженні котла 75%.

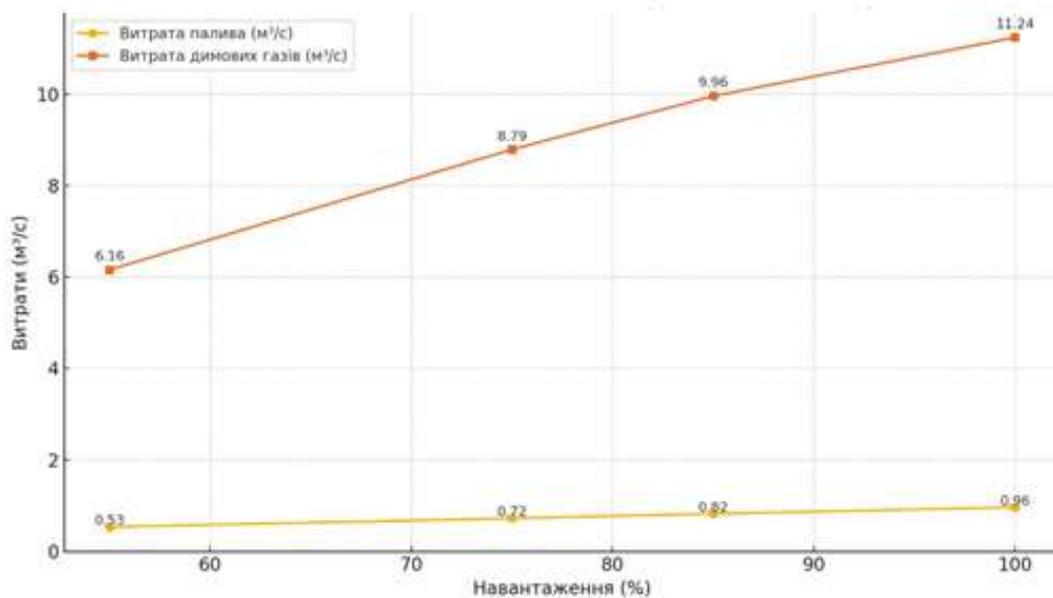


Рис. 2.3. Графік залежності витрати палива та димових газів від зміни навантаження котла при спалюванні природного газу

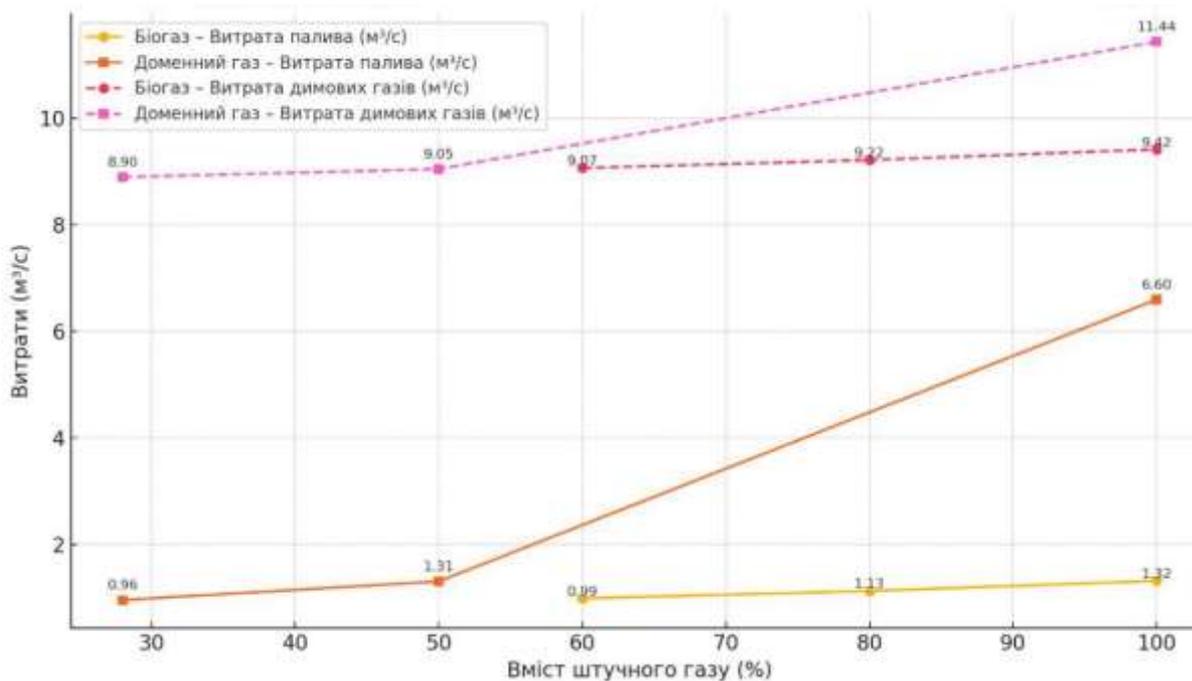


Рис. 2.4. Графік залежності витрати палива та димових газів від зміни вмісту штучного газу в суміші при спалюванні доменного газу та біогазу при навантаженні котла 75%

Природний газ демонструє чітку лінійну залежність (див. рис. 2.3): при зменшенні навантаження знижується як витрата палива (від 0.96 до 0.53 м³/с), так і димових газів (від 11.24 до 6.16 м³/с). Це свідчить про високий ККД та передбачувану поведінку палива в умовах зміни теплового навантаження.

У випадку біогазу, через менший питомий об'єм димових газів і незначну зміну їх витрати, зниження теплової потужності за рахунок зміни складу палива є практично недоцільним. Зменшення загальної теплоти згоряння паливної суміші компенсується здебільшого збільшенням витрати палива при майже незмінній витраті димових газів. Це підтверджується графіками (див. рис. 2.4), де спостерігається плавне зростання витрати палива (з 0.99 до 1.32 м³/с) і лише незначне збільшення об'єму димових газів (з 9.07 до 9.42 м³/с) при переході від 60% до 100% вмісту штучного газу.

Для доменного газу, завдяки дуже низькій теплоті згоряння, при зростанні частки цього палива в суміші спостерігається істотне зростання витрати палива

(від 0.96 до 6.6 м³/с). Однак витрата димових газів у діапазоні навантажень 70–75% залишається практично сталою (близько 9 м³/с), що дає можливість ефективно експлуатувати котел в умовах часткових навантажень без порушення умов горіння. Це видно на графіках (див. рис. 2.4), де витрата димових газів при 50% і 100% зростає помірно (з 9.05 до 11.44 м³/с), попри різке збільшення витрати палива.

Таким чином, розроблена математична модель об'єкту керування теплової потужності парового котла з урахуванням зміни теплотворної здатності вуглеводного палива, що враховує процеси теплообміну в конвективних поверхнях нагріву котла та імітаційна модель розрахунку змінного складу вуглеводного палива дає змогу розробити метод керування об'ємом димових газів при змінному навантаженні парового котла, який забезпечить максимальну енергетичну ефективність роботи котельної установки та відповідність вимогам сучасних екологічних стандартів щодо викидів забруднюючих речовин в атмосферу.

2.6 Висновки до другого розділу

Розроблена математична модель, що ґрунтується на рівняннях типу (2.63–2.72), дозволяє кількісно визначати умовну хімічну брутто-формулу вуглеводневого палива, його ентальпію та склад продуктів згорання. Вхідними даними для розрахунків є виміряні технологічні параметри, включаючи витрати паливних компонентів, температури горіння та відомий елементний склад палива.

Математична точність моделі забезпечує можливість проведення аналізу чутливості результатів до похибок вимірювального обладнання, що підвищує достовірність її практичного застосування в реальних умовах. Для точного визначення ентальпій і ентропій продуктів згорання доцільно використовувати табличні значення або спеціалізовані програмні комплекси, оскільки

поліноміальні апроксимації мають недостатню точність і не можуть бути рекомендовані для складних технічних розрахунків.

Крім того, створена динамічна математична модель котла, яка враховує процеси теплообміну в конвективних поверхнях нагріву, дозволяє стабілізувати витрату димових газів в умовах змінної теплоти згоряння палива. Це досягається шляхом реалізації ітераційного методу досягнення енергетичного балансу між поточним складом спаленого газу та необхідними параметрами теплоносія при збереженні постійної витрати димових газів. Значення витрати димових газів у такій моделі відповідає умовам згоряння сертифікованого палива при номінальному навантаженні котла.

Розроблено новий підхід і запропоновано імітаційну модель, що дозволяє здійснювати розрахунок складу димових газів залежно від змін співвідношення між метаном і низькокалорійними компонентами в паливній суміші. Представлений метод є універсальним інструментом, який забезпечує можливість як прямого визначення характеристик горючої суміші на основі заданих параметрів димових газів, так і зворотного розрахунку – тобто визначення об'єму продуктів згоряння, виходячи з відомих властивостей паливної суміші.

Запропонована модель включає розрахунок адіабатної температури згоряння для паливо-повітряної суміші з урахуванням змін у вмісті основного (метан) і допоміжного (низькокалорійного) газу. В межах цього підходу враховуються термодинамічні параметри процесу, що дозволяє точно оцінити зміну складу продуктів згоряння при варіативному складі палива.

Модель також дозволяє встановити об'ємні витрати паливної суміші, необхідні для забезпечення сталого потоку димових газів, що особливо важливо для режимів із незмінним навантаженням або стабільною тепловою потужністю. Крім того, визначено об'єми димових газів, які утворюються за умов постійної витрати паливної суміші, що дає змогу порівнювати ефективність різних варіантів змішування палива й оцінювати вплив складу на загальні екологічні та теплотехнічні показники роботи котельної установки.

РОЗДІЛ 3. МЕТОД КЕРУВАННЯ ОБ'ЄМОМ ТА ТЕМПЕРАТУРОЮ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРИ ЗМІННОМУ НАВАНТАЖЕННІ ПАРОВОГО КОТЛА

Розділ присвячено розробці методу керування обсягом продуктів згоряння (димових газів) при змінному навантаженні котельного обладнання. Спосіб керування полягає в забезпеченні можливості регулювання температури димових газів, що, в свою чергу, дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії (ККД) котла. У розділі розглядається методика, заснована на підборі складу паливної газової суміші для стабілізації обсягу димових газів, аналізуються результати моделювання, обґрунтовується наукова новизна та демонструється практична значимість отриманих результатів у контексті підвищення енергоефективності й зменшення шкідливих викидів.

3.1 Можливості автоматизованого керування об'ємом димових газів

У традиційних газових котлах з постійним складом палива потужність регулюється зміною кількості газоповітряної суміші, що подається. Такий спосіб регулювання призводить до прямої залежності температури димових газів і, відповідно, коефіцієнта корисної дії (ККД) котла від потужності, що розвивається в даний момент. Зниження потужності супроводжується зменшенням кількості продуктів згоряння, зменшенням їхньої швидкості в газовому тракті, збільшенням часу контакту з теплообмінними поверхнями. Це зумовлює зниження температури димових газів і, відповідно, підвищення ККД котла [125, 126]. Максимальній потужності відповідає мінімальний ККД.

Один із запропонованих методів підвищення середнього значення ККД – зменшення максимальної потужності котла до 60–70%, що дозволяє зменшити розбіжність між мінімальним і максимальним значенням ККД [76]. Залежність ККД від навантаження наведена на прикладі ПТВМ-30 рисунку 3.1.

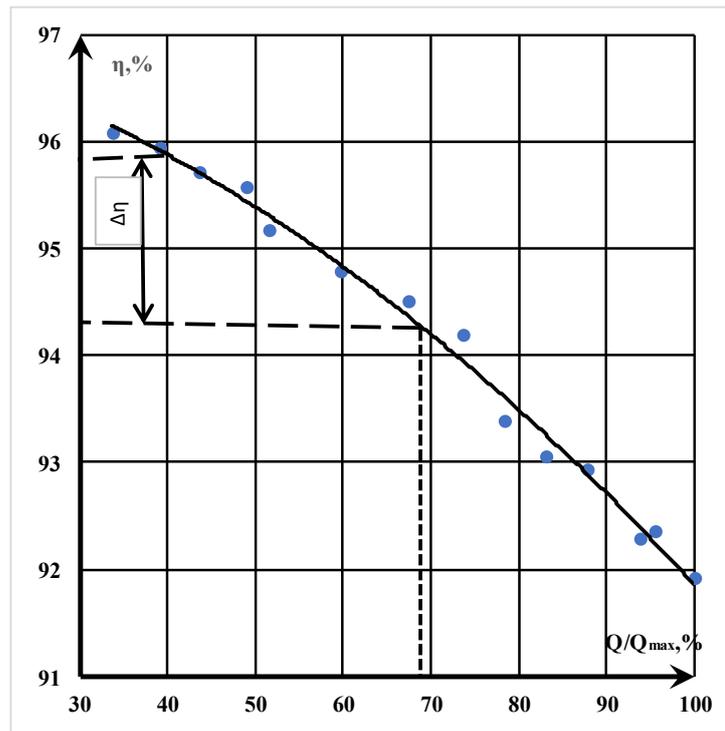


Рис. 3.1. Залежність середнього ККД η від відносного навантаження Q/Q_{max} для котла ПТВМ-30 [76, рис. 2].

Відповідно до наведених даних, у розглянутому випадку мінімальний ККД може бути підвищений з 92% до 94–95%. Середній ККД зростає за рахунок зменшення різниці $\Delta\eta$ між його максимальною і мінімальною величинами. Проте зменшення різниці між параметрами при зміні навантаження можна досягти без звуження діапазону регулювання потужності – зокрема, шляхом зменшення крутизни кривих, що описують зміну температури димових газів і коефіцієнта корисної дії. Одним із можливих рішень є підтримання об'єму продуктів згоряння на рівні, що відповідає максимальному навантаженню, навіть при його зниженні. Підвищення температури димових газів і супутнє зменшення ККД у такому режимі може бути компенсоване за рахунок розширення площі хвостових теплообмінників. Це забезпечить ефективніше охолодження димових газів і дозволить знизити їх температуру в усьому робочому діапазоні навантажень котла [116].

Альтернативний підхід полягає в тому, щоб при зниженні потужності підтримувати об'єм продуктів згоряння, характерний для максимальної потужності. Це може бути досягнуто шляхом підмішування до основного газу альтернативного низькокалорійного палива з меншою теплотою згорання, яке генерує більше продуктів згоряння на одиницю енергії, ніж основне паливо [12, 15, 127].

Використання низькокалорійних компонентів у паливній суміші по-різному впливає на роботу обладнання. З одного боку, це змінює кількість димових газів і впливає на ККД, з іншого – зменшення теплотворної здатності потребує більшого обсягу газу для забезпечення тієї ж потужності, що створює навантаження на пропускну спроможність газопроводу [128].

У разі збереження сталого складу палива адіабатична температура згоряння залишається постійною, однак температура димових газів змінюється. Вона максимальна при максимальному навантаженні через велику кількість продуктів згоряння, які проходять тракти з високою швидкістю і мають мінімальний час контакту з теплообмінниками [129]. Урахування впливу складу газової суміші на температурний режим димових газів відкриває перспективу створення одного з ефективних методів регулювання температури димових газів, що, у свою чергу, безпосередньо впливає на значення коефіцієнта корисної дії (ККД) котельної установки. Одним із потенційних способів такого регулювання може бути керування складом паливної суміші шляхом додавання компонентів, які виконують роль баластових газів, зокрема через зміну надлишку повітря або варіювання складу пального.

Аналіз даних з [130, табл. 5] свідчить про нетривіальний ефект: за умов зменшеного навантаження (81% замість 99%) і водночас підвищеного коефіцієнта надлишку повітря (1.57 проти 1.2), спостерігалось зростання температури димових газів до 167 °С у порівнянні з 115 °С. При цьому використовувалося паливо незмінного складу, що виключає вплив сторонніх домішок. За класичною логікою, при оптимальному для згоряння співвідношенні повітря температура продуктів згоряння мала би зменшуватись разом зі

зниженням навантаження. Однак надлишкове повітря, не беручи участі у хімічній реакції, виступає як баластовий компонент і знижує температуру в зоні горіння, але водночас призводить до підвищення температури димових газів, що виходять із топки. Подібний ефект проявляється і у випадку подачі палива у вигляді змішаних газових потоків, що підтверджено дослідженнями, наведеними в [131]. Додаткове вивчення цього явища було проведено у низці попередніх робіт [132], а також у рамках спеціалізованих розробок математичних моделей і методів, представлених у [133]. У результаті цих досліджень стало можливим детально аналізувати процеси спалювання змішаних паливних сумішей із варіативним співвідношенням природного газу (метану) та доменного газу – пального з істотно нижчою теплотворною здатністю та високим вмістом інертних компонентів, таких як CO_2 , N_2 та інші [121].

У дослідженні [109] було проаналізовано вплив доменного газу на процес горіння в котлі при сталому навантаженні. Зокрема, при стабільній витраті пари (40 т/год) поступове збільшення частки доменного газу в паливній суміші з 0.198 до 0.755 супроводжувалося зменшенням температури в топці, що є очікуваним явищем, однак водночас приводило до зростання температури димових газів з 148 °C до 174 °C [109, табл. 2]. Це підтверджує гіпотезу про можливість активного керування температурним режимом за допомогою спеціально сформованої паливної суміші.

На основі викладеного можна зробити висновок, що регулювання температури димових газів за умов постійного теплового навантаження можливе за рахунок контрольованого додавання до основного палива (наприклад, метану) певної кількості газу з меншою теплотворною здатністю. Такий підхід передбачає не зменшення загальної подачі енергії, а зміну її складу, внаслідок чого температура димових газів може бути підвищена до рівня, характерного для максимального навантаження, навіть у часткових режимах.

Водночас, збереження постійного рівня температури димових газів у всьому діапазоні навантажень потребує вжиття додаткових заходів для запобігання надмірним тепловим втратам і утворенню конденсату. Тому на

завершальному етапі доцільно передбачити впровадження низькотемпературного економайзера, який забезпечуватиме охолодження димових газів до рівня, безпечного для системи димовидалення, з урахуванням точки роси та умов експлуатації [134; 54].

Реалізація запропонованого підходу до генерації пари та впровадження методу управління тепловим навантаженням котла, який ґрунтується на використанні змінного складу паливної суміші, що включає значну частку низькокалорійного газу, може потребувати суттєвих технічних змін у системі подачі палива. Зокрема, необхідний обсяг такої суміші може перевищувати проєктні можливості наявного газопроводного тракту, що вимагає аналізу його пропускної здатності та, ймовірно, проведення його модернізації або розширення з метою забезпечення безпечного та ефективного транспортування суміші до зони горіння.

Втім, навіть без технічного переоснащення паливоподаючої системи, існує інша можлива стратегія зниження викидів парникових газів на часткових навантаженнях. Відомо, що при роботі на стандартному паливі, такому як природний газ (метан), зменшення навантаження установки супроводжується пропорційним зменшенням подачі палива. Проте, за умови використання повного об'єму паливного тракту, навіть на зниженому навантаженні, можливо зменшити абсолютну кількість метану за рахунок введення до суміші певної кількості низькокалорійного газу. Такий підхід дозволяє підтримувати потрібну теплову потужність, не перевищуючи проєктну витрату суміші, і одночасно зменшити питомі викиди CO₂ завдяки зниженню частки викопного компоненту [135].

У процесі впровадження цієї схеми регулювання особливу увагу слід приділити контролю об'єму утворених димових газів, а також їхньому хімічному складу. За умови значного зменшення сумарної кількості продуктів згоряння виникає ризик потрапляння котла в режим з надмірно низькою температурою димових газів. У такій ситуації можливе досягнення температури нижче точки роси водяної пари, що міститься у димових газах, що може призвести до

утворення конденсату в газоходах і на поверхнях теплообміну. Це, у свою чергу, загрожує зниженням ресурсу обладнання, виникненням корозійних процесів та порушенням стабільності роботи котла.

Таким чином, зазначена технологія управління паливною сумішшю за фіксованої пропускної здатності газопроводів є перспективною для зниження вуглецевого сліду на часткових навантаженнях, однак потребує точного моніторингу теплотехнічних параметрів і умов теплообміну для забезпечення безпечного режиму експлуатації та запобігання небажаним термогідравлічним наслідкам.

Запропонований аналіз двох методів керування дозволяє сформулювати новий підхід до експлуатації парогенеруючих установок, заснований на керуванні складом паливної суміші, з урахуванням як енергетичної ефективності, так і екологічної безпеки.

3.2 Розробка методу розрахунку складу суміші вуглеводних палив для забезпечення теплотворної здатності та енергоефективності

У випадку, коли процес згоряння паливної суміші протікає в умовах хімічної рівноваги, визначення складу димових газів – як у кількісному, так і в якісному аспектах – може здійснюватися за допомогою балансового методу. Цей підхід базується на принципі збереження маси хімічних елементів і є досить поширеним у практичних інженерних розрахунках. Водночас, для завдань, що потребують підвищеної точності, зокрема з урахуванням температурної залежності складу продуктів горіння, доцільно застосовувати метод, оснований на рівняннях хімічної кінетики. Він дозволяє враховувати утворення компонентів, чутливих до температури, таких як оксиди азоту, а також проводити обчислення з точним визначенням температури згоряння.

Додатковою перевагою кінетичного підходу є можливість побудови такої розрахункової моделі, яка забезпечує сталий об'єм димових газів незалежно від варіацій у складі паливної суміші. Це дає змогу визначити не лише параметри

самих продуктів згоряння, але й розрахувати оптимальну кількість паливо-повітряної суміші, необхідну для підтримання незмінного теплового потоку. Завдяки цьому методика може бути ефективно використана для оптимізації процесу горіння при змінних паливних характеристиках, що особливо актуально для систем зі змінним співвідношенням метану та низькокалорійних компонентів [15].

Алгоритм розрахунку передбачає кілька етапів [15]. Насамперед, поступово зменшується об'ємна частка базового палива (наприклад, природного газу або метану) в суміші – з 100% до 0%. Замість нього відповідна частка заміщується низькокалорійним газом. Для кожного такого співвідношення обчислюється склад паливо-повітряної суміші з урахуванням відомого елементного складу обох видів палива, складу окиснювача (повітря) та заданого коефіцієнта надлишку повітря α . На цьому етапі також визначається ентальпія відповідної суміші на основі її компонентного складу.

Наступним кроком є застосування моделі хімічної рівноваги, яка базується на використанні системи рівнянь хімічної кінетики, що враховують реакції між основними компонентами газової суміші. У результаті розраховується об'ємний склад димових газів, утворених внаслідок згоряння, для кожного конкретного варіанту паливної суміші.

Окремою особливістю методу є те, що всі обчислення здійснюються з урахуванням однакового об'єму утворених димових газів. Наприклад, для зручності та уніфікації результатів обчислення ведеться для 1 моля продуктів згоряння. У такому підході шукається кількість (у молях M_T) паливо-повітряної суміші, яка необхідна для утворення саме цього фіксованого об'єму димових газів. Зважаючи на те, що всі компоненти процесу перебувають у газоподібному стані, мольні співвідношення є еквівалентними об'ємним.

Далі, для кожної паливо-повітряної суміші розраховується кількість теплової енергії, яку передає 1 моль димових газів при охолодженні до контрольної температури, наприклад 393 К (120 °С). Цей параметр є важливим для подальших розрахунків і дозволяє порівнювати теплову ефективність різних

сумішей. Крім того, може бути визначена нижча теплота згоряння в перерахунку на 1 моль продуктів згоряння або, за потреби, – перерахована на 1 моль M_T паливо-повітряної суміші з використанням відповідних енергетичних співвідношень.

Отримані в процесі розрахунків результати відкривають можливість для обґрунтованого вибору оптимального співвідношення між основним паливом і газом з нижчою теплотворною здатністю. Також визначається кількість суміші, необхідна для забезпечення заданого теплового навантаження котла за умови збереження постійного об'єму димових газів. Такий підхід дозволяє ефективно керувати як складом палива, так і параметрами димових газів, що має вирішальне значення для енергоефективності та екологічної стабільності роботи теплотехнічного обладнання.

3.3 Вплив складу суміші вуглеводних палив на параметри димових газів

3.3.1 Вибір альтернативного газу з урахуванням екологічної безпеки

В якості базового варіанту горючого газу приймемо природний газ (NG), умовно вважаючи, що його основним компонентом є метан. Як потенційні альтернативи до нього розглянемо такі низькокалорійні гази: доменний газ (BFG), коксовий газ (COG), газоподібні продукти, отримані внаслідок піролізу деревини, а також газ, сформований під час газифікації деревних залишків за умови подачі повітря. Усі ці види палива мають істотно нижчу теплотворну здатність порівняно з NG. Оцінимо об'єм димових газів при коефіцієнті надлишку окиснювача (повітря) $\alpha = 1$, що відповідає одиниці теплотворної здатності цих газів. Повітря приймається як суміш із 21% O_2 та 79% N_2 (об'ємні частки).

Як приклад розглянемо доменний газ (BFG) [70, табл. 2, рис. 2]:

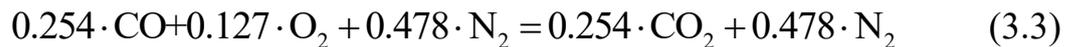
– теплотворна здатність (нижча) – $Q_L^W = 3.4 \frac{MJ}{(m_{gg})^3}$. Розмірність $(m_{gg})^3$

вказує на належність величини, що розглядається до відповідного об'єму суміші горючих газів.

– склад подано в питомих одиницях на одиницю об'єму горючого газу:

$$\begin{cases} H_2 - 0.036 m^3; \\ CO - 0.254 m^3; \\ CO_2 - 0.195 m^3; \\ N_2 - 0.515 m^3 \end{cases} \quad (3.1)$$

Реакції згоряння горючих компонентів зі складу (3.1) при стехіометричному співвідношенні з повітрям:



Усі речовини перебувають у газоподібному стані. Коефіцієнти перед складовими виражають їх об'єм у кубічних метрах (m^3). Підсумовуючи об'єми продуктів реакцій (3.2–3.3), а також об'єми баластних CO_2 та N_2 зі складу (3.1), отримаємо загальний об'єм димових газів при спалюванні $1 m^3$ суміші (3.1):

$$V_{dg} = 1.51 \frac{(m_{dg})^3}{(m_{gg})^3} \quad (3.4)$$

Розмірність $(m_{dg})^3$ вказує на об'єм димових газів. Щоб оцінити вплив змішування альтернативних газів з природним газом на обсяг димових газів будемо використовувати параметр ω , який характеризує обсяг димових газів, утворених при згорянні одиниці відповідного газу з урахуванням його теплотворної здатності.

Одиниці теплотворної здатності відповідає такий об'єм димових газів:

$$\omega = \frac{V_{dg}}{Q_n} = 0.444 \frac{(m_{dg})^3}{MJ} \quad (3.5)$$

Аналогічним чином можна визначити значення ω для природного газу та інших альтернативних горючих газів. Результати наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Частка газів в $1 (m_{gg})^3$ горючої суміші та об'єм димових газів $(m_{dg})^3$, що відповідає одиниці її теплотворної здатності (МДж)

	NG	COG [70,табл.2]	BFG [70,табл.2]	піроліз	газогенерація
CH ₄	1	0.267	–	0.18	–
C ₂ H ₄	–	0.026	–	–	–
H ₂	–	0.571	0.036	0.02	0.134
CO	–	0.029	0.254	0.3	0.246
H ₂ O	–	–	–	–	0.085
CO ₂	–	0.042	0.195	0.5	0.058
N ₂	–	0.065	0.515	–	0.476
$Q_L^W, \frac{MJ}{(m_{gg})^3}$	35.8	17.7	3.4	15	4.57
$V_{dg}, \frac{(m_{dg})^3}{(m_{gg})^3}$	10.52	5.04	1.51	3.31	1.71
$\omega, \frac{(m_{dg})^3}{MJ}$	0.294	0.285	0.444	0.221	0.375

Із порівняння значень ω для наведених газів впливає, що при зменшенні навантаження і фіксованому (максимальному) об'ємі димових газів, можлива заміна частини природного газу на BFG або газогенераторний газ. Ці гази генерують більший об'єм димових газів на одиницю теплотворної здатності, ніж NG. Це свідчить про можливість реалізації різних стратегій регулювання обсягу димових газів. Наприклад, використання сумішей NG з доменним газом (BFG) або газогенераторним газом дає змогу при зміні навантаження зберігати стабільний рівень димових газів завдяки вищому значенню ω цих газів. У той же час застосування газів з меншою величиною ω – таких як піролізний або коксовий газ (COG) – у співвідношенні з NG за однакових теплових навантажень може суттєво зменшити загальний обсяг димових газів. Отже, зміна складу паливної суміші відкриває можливості для керованого впливу на параметри димовидалення.

3.3.2 Методика розрахунку показників якості та термічної ефективності

З урахуванням параметра ω (див. табл. 3.2) можна створювати різні сценарії керування об'ємом димових газів при заданому навантаженні за допомогою комбінації NG з різними допоміжними газами. Як приклад проаналізуємо параметри процесу горіння суміші природного газу (NG) та доменного газу (BFG) у котлі типу KB-ГМ-4.65 за різних рівнів теплового навантаження. При цьому передбачається збереження об'єму димових газів на рівні, близькому до сталого. Для розрахунків приймається об'єм димових газів, який утворюється при максимальному навантаженні котла під час спалювання виключно природного газу. Визначення параметрів базується на нормативному методі через перевірочний тепловий розрахунок. Розрахунки виконані з незначними спрощеннями, які не впливають на загальний характер зміни розрахованих параметрів. Порівняння проводиться з розрахунковими параметрами роботи котла при використанні тільки NG.

І для NG, і для суміші NG + BFG розрахунки виконано за надлишком повітря $\alpha = 1.1$. Для NG адиабатна температура горіння визначена як $T_{ad} = 2182$ К. Для суміші NG + BFG при різному навантаженні й, відповідно, різному співвідношенні NG і BFG значення T_{ad} різне. У всіх розглянутих випадках величина T_{ad} визначалась з урахуванням теплотворної здатності відповідних видів палива та складу паливної суміші, із використанням даних про хімічні ентальпії утворення газоподібних продуктів згорання.

У таблиці 3.2 наведено характеристики суміші NG + BFG для різного навантаження котла з майже постійним складом димових газів (для нормальних умов). Навантаження котла відображено у частках від максимального, що дорівнює 1 (перша колонка табл. 3.2). Максимальне навантаження досягається при використанні лише метану. При зменшенні навантаження використовується суміш NG + BFG у співвідношенні (колонка 3), що дозволяє отримати такий самий об'єм димових газів, як і при NG на максимальному навантаженні. Сталий

об'єм димових газів може підтримуватися лише за умов навантаження, що не перевищує 66% від максимального значення. У цей момент NG виключається зі суміші, і подальше зниження навантаження відбувається за рахунок зменшення BFG. У колонці 2 відображено об'єм цієї суміші. У колонках 5–8 наведено об'єми складових димових газів, а в колонці 9 – їхній сумарний об'єм.

Таблиця 3.2

Характеристики суміші NG + BFG для різного навантаження котла при $\alpha=1.1$

Суміш горючих газів NG + BFG				Об'єм димових газів, м ³ (нормальні умови)				
Доля навантаження	Об'єм суміші горючих газів, м ³	% метану в суміші	$T_{ад}$, К	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Σ
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.4	4.21	0	1543	1.892	0.152	0.061	4.702	6.807
0.5	5.26	0	1543	2.365	0.190	0.076	5.877	8.508
0.6	6.32	0	1543	2.838	0.227	0.092	7.052	10.209
0.66	6.97	0	1543	3.131	0.251	0.101	7.781	11.264
0.71	6.08	2.5	1636	2.811	0.513	0.116	7.854	11.295
0.75	5.48	4.6	1700	2.598	0.688	0.1258	7.903	11.316
0.8	4.58	8.7	1796	2.279	0.951	0.141	7.977	11.347
0.85	3.69	14.9	1894	1.959	1.213	0.156	8.051	11.378
0.9	2.79	25.1	1991	1.639	1.475	0.170	8.125	11.410
0.95	1.9	44.7	2083	1.32	1.738	0.185	8.198	11.441
1	1	100	2182	1	2	0.2	8.272	11.472

Перевірочний тепловий розрахунок проводиться відносно 1 м³ суміші горючих газів (за нормальних умов). Відповідні вихідні дані наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Склад димових газів для 1 м³ суміші NG + BFG для різного навантаження котла
при $\alpha = 1.1$

Частка навантаження	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Σ
1	2	3	4	5	6
0.4	0.449	0.036	0.015	1.116	1.615
0.5	0.449	0.036	0.015	1.116	1.615
0.6	0.449	0.036	0.015	1.116	1.615
0.66	0.449	0.036	0.015	1.116	1.615
0.71	0.463	0,084	0.019	1.292	1.859
0.75	0.474	0.126	0.023	1.442	2.065
0.8	0.497	0.207	0.031	1.740	2.475
0.85	0.531	0.329	0.042	2.183	3.085
0.9	0.587	0.528	0.061	2.910	4.087
0.95	0.696	0.917	0.098	4.324	6.034
1	1	2	0.2	8.272	11.472

Результати розрахунків ККД та температури димових газів наведені на рисунках 3.2 і рис. 3.3.

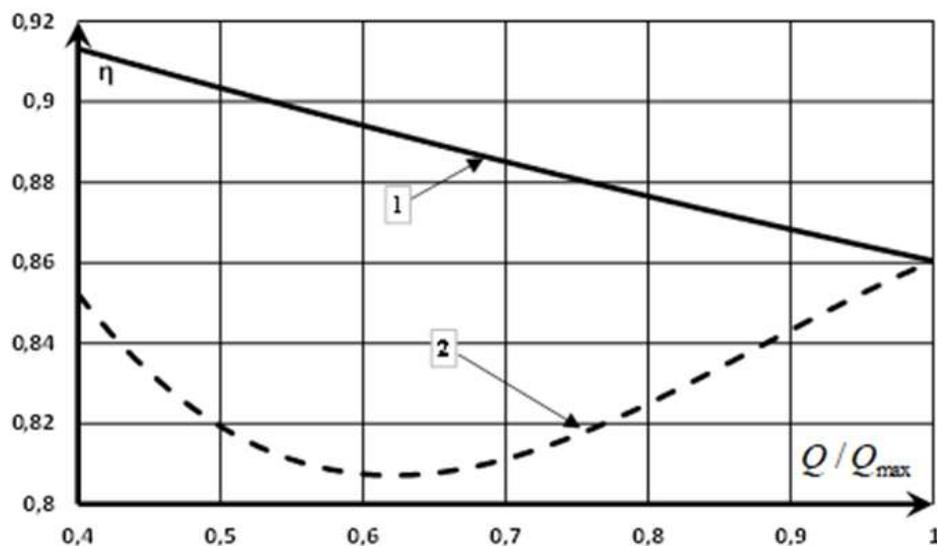


Рис. 3.2. Зміна ККД для різних горючих газів при зміні навантаження котла:

1 – NG; 2 – NG+BFG змінного співвідношення

Графік зміни ККД котла (див. рис. 3.2) показує, що при використанні NG ККД плавно зменшується зі зростанням навантаження, тоді як при спалюванні суміші (режим 2) спостерігається мінімум ККД на середніх навантаженнях з підвищенням ефективності як при зниженні, так і при підвищенні навантаження.

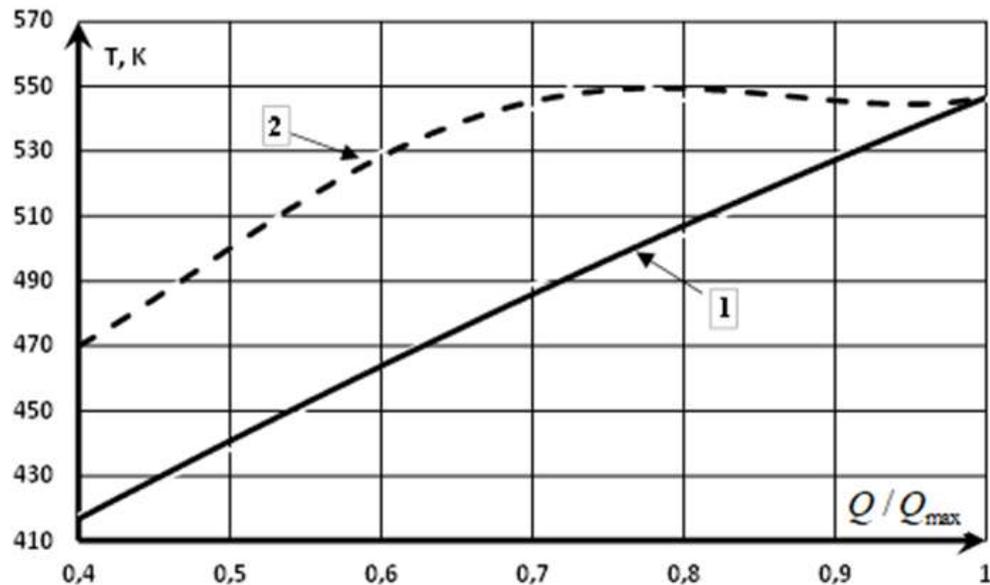


Рис. 3.3. Зміна температури димових газів для різних горючих газів при зміні навантаження котла: 1 – NG; 2 – NG+BFG змінного співвідношення

Графік зміни температури димових газів (див. рис. 3.3) демонструє, що температура димових газів у режимі 1 (NG) зростає пропорційно навантаженню, тоді як при роботі з альтернативною сумішшю (режим 2) температура стабілізується на рівні близько 540–550 К при середніх і високих навантаженнях, що вказує на потенціал для оптимізації тепловідбору та зменшення тепловтрат.

Таким чином, методика використання суміші NG + BFG показала свою ефективність з точки зору стабілізації температури димових газів при зниженні навантаження. Завдяки збереженню постійного об'єму димових газів вдається уникнути різких перепадів температури та покращити теплообмінні процеси. Використання низькокалорійних альтернативних газів дозволяє знизити викиди CO₂ без істотного погіршення ККД котла.

При навантаженні нижче 66 % від максимального стає неможливим повне збереження об'єму димових газів, що потребує додаткового аналізу способів компенсації цього ефекту.

3.4 Вплив параметрів паливної суміші та обладнання на екологічну безпеку та енергоефективність при різних методах керування об'ємом димових газів

У сучасних енергетичних установках істотне значення має співвідношення між витратою палива, складом паливної суміші, коефіцієнтом надлишку повітря, теплотворною здатністю газів та ефективністю теплообміну. Від цих параметрів залежить як величина утворених димових газів, так і їхній склад, температура та вміст шкідливих компонентів, що прямо впливають на вибір або коригування методу керування.

Визначимо вплив технічних параметрів встановленого енергетичного устаткування та складу суміші вуглеводневих палив на обсяг димових газів, що утворюється під час роботи обладнання. Це дозволить обґрунтувати вибір оптимального способу керування тепловими процесами в котлі для підвищення енергоефективності та екологічної безпеки.

Для цього необхідно встановити залежності між режимами роботи обладнання, характеристиками паливної суміші та параметрами димових газів, а також обрати ефективний метод регулювання в конкретних умовах експлуатації.

Рішення отримаємо на основі представлених у розділі 2 моделі (2.55 – 2.61). Розглянемо брутто-формулу паливно-повітряної суміші, яка включає штатне паливо та альтернативний низькокалорійний газ. У якості основного пального приймається метан (CH_4), ентальпія утворення якого становить $I_{\text{CH}_4} = -74.85$ Дж/моль при температурі 298 К. Як другий компонент суміші, що має нижчу теплотворну здатність, використовується генераторний газ, отриманий внаслідок газифікації деревних відходів, зокрема соснової деревини.

Цей газ утворюється в результаті термохімічного розкладу біомаси, а в подальшому охолоджується до температури 298 К із видаленням вологи (конденсату), що забезпечує стабільність його складу. У такому стані газова суміш має наступний мольний склад: CO, CO₂, H₂ та CH₄, у певних об'ємних співвідношеннях. На основі цього співвідношення формується її загальна брутто-формула:



та ентальпія утворення $I_{mk} = -135.5$ кДж/моль. Відсутність азоту у складі отриманого генераторного газу пояснюється особливістю процесу його утворення: газифікація деревних відходів у цьому випадку проводиться не за допомогою повітря, а з використанням чистого кисню [69]. Завдяки цьому виключається надходження азоту з окиснювача, що забезпечує чистіший склад кінцевого газу та підвищує його енергетичну цінність. Варто зазначити, що такі технології кисневої газифікації вже активно впроваджуються на промислових підприємствах, оскільки вони дозволяють отримувати якісний паливний газ без баластових домішок.

3.5 Розробка методу керування складом паливної суміші на основі критеріїв ефективності

Розробка ефективного методу керування об'ємом димових газів у широкому діапазоні навантаження котла потребує врахування не лише параметрів палива, а й його хімічного складу. Основною ідеєю є заміна частини природного газу на низькокалорійні альтернативні компоненти з метою досягнення заданих параметрів димових газів при різних режимах роботи обладнання. Такий підхід дозволяє гнучко впливати на енергетичні характеристики та зменшувати кількість парникових викидів без втрати ефективності.

Метод передбачає поступову зміну об'ємної частки основного палива у суміші, з одночасним розрахунком необхідної кількості повітря для горіння та визначенням складу і об'єму димових газів. При цьому використовується математична модель, що враховує хімічну кінетику процесу згоряння, ентальпію паливної суміші та адіабатичну температуру горіння. Особливістю методу є приведення всіх розрахунків до умов однакового об'єму димових газів, що дозволяє забезпечити стабільність процесів теплообміну незалежно від навантаження.

Визначення складу димових газів дозволяє не лише розрахувати теплоту, яку вони можуть передати, а й оцінити вплив різних співвідношень у паливній суміші на ефективність і екологічні характеристики роботи котла. Це, в свою чергу, відкриває можливість цілеспрямованого керування складом паливної суміші для оптимізації параметрів генерації теплової енергії.

Позначимо частку низькокалорійного газу, наведеного у формулі (3.6), у суміші з метаном як $\varphi \in [0,1]$. При значенні $\varphi = 0$ паливна суміш складається виключно з метану, тоді як при $\varphi = 1$ – повністю з газу, сформованого за формулою (3.6). У цьому випадку загальна брутто-формула паливної суміші залежатиме від значення φ і відповідно змінюватиметься, відображаючи поступове зменшення вмісту метану та збільшення частки малокалорійного компоненту. Для кожного конкретного значення цієї частки можна записати відповідну брутто-формулу, яка характеризує склад паливної суміші. Та має вигляд:



Розрахунок ґрунтується на припущенні, що процес згоряння в камері (топці) енергетичної установки відбувається в ізоентальпійному режимі, тобто без зміни сумарної ентальпії системи. Варто зазначити, що така умова реалізується не в усіх, а лише в окремих типах енергетичного обладнання, де забезпечуються відповідні теплоізоляційні та динамічні умови. Наприклад, в камерах згоряння рідинних ракетних двигунів (РРД) за рахунок спеціальним

чином організованої системи охолодження. Такий підхід може бути реалізований і при розрахунку процесів в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) в межах одного такту його роботи. Це обумовлюється швидкістю процесів, що протікають, і, відповідно, малою часткою втрат через стінки циліндра. У більшості енергетичних установок реалізувати процес згоряння за умов ізоентальпійності практично неможливо. Саме тому для проведення відповідних досліджень було сконструйовано спеціалізований експериментальний пристрій [136].

У такій системі ентальпія паливо-повітряної суміші розраховується за відповідною формулою:

$$I_{mix} = (1 - \varphi) \cdot I_{CH_4} + \varphi \cdot I_{mk}. \quad (3.8)$$

Умовно приймемо склад повітря у мольних частках як: $O_2 - 0.21$, $N_2 - 0.79$. Відповідно, бруто-формула повітря набуває такого вигляду:

$$O_{0.42} N_{1.58}. \quad (3.9)$$

На основі цієї формули та складу суміші горючих газів, поданого у (3.7), повну реакцію згоряння, яка враховує повне окиснення з використанням повітря, можна подати у такій формі:

$$C_{1-0.39\cdot\varphi} H_{4-3.22\cdot\varphi} O_{0.85\cdot\varphi} + \left(\frac{4-3.24\cdot\varphi}{0.42} \right) O_{0.42} N_{1.58} = (1-0.39\cdot\varphi) CO_2 + \\ + (2-1.61\cdot\varphi) H_2O + (7.52-6.05\cdot\varphi) N_2. \quad (3.10)$$

Формула (3.10) складена з урахуванням того, що реакція стосується одного моля суміші горючих газів, поданої у виразі (3.7). У цьому випадку множник перед бруто-формулою повітря в лівій частині реакції представляє собою мольний стехіометричний коефіцієнт:

$$\chi_0 = \frac{4-3.24\cdot\varphi}{0.42}. \quad (3.11)$$

Якщо врахувати коефіцієнт надлишку окиснювача α , то цей коефіцієнт відображає фактичну кількість молей повітря, яка використовується для повного згоряння одного моля газової суміші (3.7):

$$n = \alpha \cdot \chi_0 = \alpha \cdot \left(\frac{4 - 3.24 \cdot \varphi}{0.42} \right). \quad (3.12)$$

На основі формул (3.7), (3.9) та виразу (3.12) можна сформулювати брутто-формулу паливо-повітряної суміші, що відповідає 1 молю такої суміші (3.6):

$$C_{\left(\frac{1-0.39 \cdot \varphi}{1+n}\right)} H_{\left(\frac{4-3.22 \cdot \varphi}{1+n}\right)} O_{\left(\frac{0.85 \cdot \varphi + \alpha \cdot (4-3.24 \cdot \varphi)}{1+n}\right)} N_{\left(\frac{\alpha \cdot (15.05-12.9 \cdot \varphi)}{1+n}\right)}. \quad (3.13)$$

Оскільки повітря розглядається як суміш простих газів, зокрема кисню та азоту ($O_2 + N_2$), припускається, що ентальпія його утворення дорівнює нулю. За цієї умови ентальпію утворення одного моля паливо-повітряної суміші можна обчислити за допомогою формули, що враховує значення з виразу (3.8):

$$I = \frac{(1-\varphi) \cdot I_{CH_4} + \varphi \cdot I_{mk}}{1+n}. \quad (3.14)$$

Результати обчислень, проведених за першим методом регулювання при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1.1$, подано у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Характеристики змішаного палива при незмінному обсязі димових газів

φ	M_{IT}	M_{air}	m	Q_{TB}^j [кДж]	T_{ad} , [К]
				200 °C (473 К)	
0	0.087	0.913	1	55.4	1965
0.1	0.095	0.912	1.09	55.8	1972
0.2	0.104	0.912	1.19	56.3	1980
0.3	0.115	0.911	1.32	56.9	1990
0.4	0.129	0.911	1.48	57.5	2000
0.5	0.146	0.910	1.68	58.5	2015
0.6	0.169	0.909	1.94	59.6	2034
0.7	0.200	0.908	2.30	61.3	2060
0.8	0.246	0.906	2.82	63.6	2095
0.9	0.318	0.902	3.65	67.4	2150
1	0.450	0.896	5.18	74.2	2243

У таблиці використано такі умовні позначення: $M_{ГГ}$ – кількість молей паливної суміші (з урахуванням частки низькокалорійного газу), необхідна для утворення 1 моля димових газів; M_{air} – кількість молей повітря, що потрібна для повного згоряння відповідної кількості $M_{ГГ}$ молей суміші горючих газів; T_{ad} – адіабатна температура згоряння; $Q_{ГЗ}^1$ – кількість теплоти, що виділяється при охолодженні 1 моля продуктів згоряння до температури 473 К; m – кратність об'єму відповідної паливної суміші відносно об'єму метану, необхідного для отримання 1 моля димових газів.

Розглянемо детальніше результати, отримані в ході проведених розрахунків. З позиції інтуїтивних очікувань можна було припустити, що збільшення вмісту низькокалорійного газу в паливній суміші, тобто зростання значення ϕ , призведе до зменшення температури продуктів згоряння та кількості тепла, що може бути відведене при їх охолодженні. Проте чисельні результати демонструють протилежну картину.

Зі збільшенням частки низькокалорійного компонента у складі горючого газу ($M_{ГГ}$) практично не спостерігається змін у кількості повітря (M_{air}), необхідної для його повного згоряння. Це пояснюється тим, що зростання об'єму низькокалорійного палива не вимагає пропорційного збільшення подачі окиснювача. Як наслідок, відбувається відносне зменшення частки повітря в загальній паливо-повітряній суміші. У свою чергу, це призводить до зменшення кількості азоту, який надходить із повітрям і не бере участі в хімічних реакціях згоряння, тобто виступає як баласт.

Зменшення обсягу баластних компонентів у продуктах згоряння зумовлює зростання адіабатної температури згоряння, оскільки теплова енергія зосереджується у меншому об'ємі інертного газового середовища. Відповідно, зростає і кількість теплової енергії, що припадає на одиницю об'єму (1 моль) димових газів при їх охолодженні до контрольної температури.

Однак такий ефект супроводжується суттєвим збільшенням обсягу суміші горючих газів ($M_{ГГ}$), яка потрібна для формування того самого об'єму димових

газів. Зокрема, при повній заміні метану низькокалорійним газом обсяг палива, що подається, зростає більш ніж у п'ять разів ($m = 5.18$). Це означає, що для підтримання постійного об'єму димових газів система повинна забезпечувати значно більшу витрату паливної суміші.

З практичної точки зору, такий результат має подвійне значення. З одного боку, реалізація описаного способу керування без додаткових технічних змін є неможливою. Існуючі паливопроводи та газоподаючі системи не розраховані на таке значне збільшення витрат газу і не забезпечать потрібний рівень подачі при використанні альтернативного палива у великих кількостях.

З іншого боку, якщо провести відповідну модернізацію системи газопостачання, зокрема збільшити її пропускну здатність, це відкриє нові можливості для оптимізації потужності. Зокрема, розрахунки показують, що за рахунок подачі більшої кількості низькокалорійного газу можна збільшити корисну потужність, яку можна зняти з основного обладнання, приблизно на 30%. Такий ефект може бути використаний у проектуванні модернізованих або гібридних енергетичних систем із гнучким використанням різних типів палива.

3.6 Розрахунок температури та об'єму димових газів при обраному методі керування

Розглянемо другий варіант реалізації методу керування тепловим навантаженням котельного обладнання, який базується на підтриманні сталої об'ємної витрати паливної суміші при змінному її складі. Такий підхід забезпечує постійну витрату горючих газів незалежно від зміни частки низькокалорійного компонента. Результати розрахунків за цього варіанту керування при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1.1$ наведено у таблиці 3.5. У таблиці представлено основні параметри, що характеризують енергетичні та теплотехнічні властивості продуктів згоряння при однаковому об'ємі суміші газів змінного складу, обсяг якої прийнято рівним кількості метану, що використовується для утворення 1 моля димових газів у базовому режимі.

Таблиця 3.5

Характеристики димових газів за сталої об'ємної подачі горючих газів різного складу

φ	$Q_{ПЗ}$ [кДж]	ε	V , [моль]
	120 °С (393 К)		
0	57.9	1	1
0.1	53.6	0.93	0.92
0.2	49.3	0.85	0.84
0.3	45.1	0.78	0.76
0.4	40.7	0.7	0.68
0.5	36.4	0.63	0.6
0.6	32.1	0.55	0.52
0.7	27.8	0.48	0.44
0.8	23.5	0.41	0.35
0.9	19.2	0.33	0.27
1	14.8	0.26	0.19

Позначення в таблиці 3.5 мають наступне значення: $Q_{ПЗ}$ – кількість теплоти, що виділяється при охолодженні димових газів до температури 393 К, утворених зі спалювання паливної суміші фіксованого об'єму; ε – частка теплової енергії у відсотках до тієї, що виділяється при спалюванні чистого метану; V – об'єм димових газів, який формується під час горіння паливної суміші такого самого об'єму, як і при згорянні метану, що дає 1 моль димових газів.

Для традиційного палива з постійним складом (наприклад, чистий метан) зниження потужності зазвичай досягається за рахунок пропорційного зменшення витрати палива. У такому випадку обсяг димових газів також змінюється пропорційно. Аналіз даних таблиці 3.5 показує, що при використанні суміші метану з низькокалорійним газом зміна потужності системи $Q_{ПЗ}$ (що характеризується зменшенням ε) і відповідне зменшення обсягу димових газів V мають аналогічну пропорційність, однак обсяг використаного метану не

відповідає пропорції. Зокрема, при зменшенні потужності до приблизно 50% ($\epsilon = 0.48$) у складі суміші з $\varphi = 0.7$ метан становить лише 30%, тоді як у випадку спалювання лише метану його частка дорівнювала би 50%. Таким чином, кількість утвореного CO_2 , який походить від викопного палива (метану), виявляється на 20% меншою. Ця частина вуглекислого газу класифікується як парниковий викид, і його зменшення означає екологічну перевагу запропонованого підходу.

У таблиці 3.6 наведено склад димових газів у вигляді мольних часток для різних значень φ , тобто при змінному співвідношенні метану та низькокалорійного компоненту.

Таблиця 3.6

Мольні концентрації основних компонентів
димових газів

φ	P_{CO_2}	$P_{\text{H}_2\text{O}}$	P_{O_2}	P_{N_2}	P_{NO}
0	0.087	0.174	0.017	0.720	0.0018
0.1	0.091	0.174	0.016	0.716	0.0018
0.2	0.096	0.174	0.016	0.712	0.0019
0.3	0.101	0.174	0.016	0.706	0.0019
0.4	0.109	0.174	0.016	0.699	0.0019
0.5	0.118	0.174	0.016	0.690	0.0020
0.6	0.129	0.175	0.016	0.678	0.0021
0.7	0.145	0.175	0.016	0.661	0.0022
0.8	0.169	0.175	0.016	0.638	0.0024
0.9	0.206	0.175	0.016	0.600	0.0026
1	0.275	0.175	0.015	0.531	0.0030

Аналіз даних (див. табл. 3.6) демонструє, що мольна частка водяної пари, а отже і парціальний тиск H_2O , залишаються практично незмінними в усьому діапазоні варіацій φ . Це означає, що зміна складу паливної суміші суттєво не впливає на температуру точки роси димових газів. Отриманий висновок

узгоджується з результатами моделювання для піролізного газу, наведеними в [121], що підтверджує достовірність розрахунків.

Аналіз даних, наведених у таблицях 3.5 та 3.6, свідчить про перспективність другого методу регулювання теплової потужності котла, заснованого на зміні складу паливної суміші при збереженні незмінної об'ємної витрати палива. Такий підхід дає змогу забезпечити ефективне керування потужністю встановленого обладнання без необхідності в його конструктивній або системній модернізації. В умовах маневрової роботи, коли виникає потреба у зниженні потужності, збільшення частки низькокалорійного газу у паливній суміші дозволяє зменшити частку метану – основного джерела викидів парникового CO₂.

Зокрема, зменшення обсягу метану, що подається, пропорційно знижує об'єм вуглекислого газу, який утворюється внаслідок його згоряння, а отже – знижує вуглецевий слід енергетичної установки. Це особливо важливо в контексті сучасних екологічних стандартів та вимог щодо скорочення викидів парникових газів у сфері енергетики.

Разом із тим, зміна складу паливної суміші, зокрема додавання низькокалорійного газу, супроводжується помірним підвищенням адіабатної температури згоряння. Така термодинамічна реакція зумовлена зменшенням частки баластних компонентів (азоту, вуглекислого газу) в загальній суміші. У свою чергу, зростання температури згоряння може спричинити підвищене утворення оксидів азоту (NO_x), які також належать до шкідливих забруднювачів атмосферного повітря.

Проте результати моделювання, відображені в таблиці 3.6, демонструють, що навіть при значному збільшенні частки низькокалорійного газу (до $\phi \approx 0.7$), мольна частка NO_x зростає лише незначною мірою, зберігаючись у межах прийняттого рівня. Це дозволяє зробити висновок про те, що термічне навантаження на навколишнє середовище не перевищує критичних меж, і додаткові заходи щодо очищення можуть бути мінімальними або взагалі не знадобитися.

Таким чином, результати дослідження підтверджують ефективність впровадження системи гнучкого управління тепловим режимом котла на основі зміни співвідношення компонентів у паливній суміші. Такий підхід не лише підвищує енергоефективність процесу за рахунок збереження постійної витрати палива при змінному складі, а й сприяє зниженню негативного впливу на довкілля за рахунок скорочення викидів парникових газів та помірного рівня утворення оксидів азоту. Це робить запропоновану стратегію доцільною для використання в сучасних умовах, орієнтованих на енергетичну стабільність і екологічну відповідальність. Доцільно врахувати, що критерії ефективності, зокрема мінімізація перевитрати повітря та обмеження температури димових газів, мають визначальний вплив на алгоритм прийняття рішень в автоматизованій системі керування.

3.7 Висновки до третього розділу

На поточному етапі розвитку енергетичних технологій доцільним і ефективним підходом до зниження викидів парникових газів є використання паливних сумішей, до складу яких входить як природний газ (метан), так і альтернативні низькокалорійні компоненти, наприклад, газифіковані продукти переробки деревини. Такий підхід не лише знижує частку вуглекислого газу, що класифікується як парниковий, а й зменшує собівартість виробництва енергії завдяки частковій заміні дорогого викопного палива.

Розроблено і запропоновано новий підхід до моделювання процесу горіння паливної суміші змінного складу, який передбачає застосування методу розрахунку складу димових газів залежно від частки природного газу (метану) та низькокалорійних газів у паливному потоці. Цей метод дозволяє не лише визначити кількісні й якісні характеристики отриманої паливної суміші за наявних параметрів продуктів згоряння, але й обчислити об'єм димових газів, що утворюються при спалюванні палива з відомим складом.

Підхід є універсальним і гнучким, оскільки враховує зміну теплотворної здатності палива, вплив коефіцієнта надлишку повітря, а також забезпечує розрахунок термодинамічних характеристик, таких як адіабатна температура горіння та теплова ефективність системи. Особливість методу полягає в можливості проводити розрахунки як у напрямку "задані характеристики палива – розрахунок складу димових газів", так і у зворотному напрямку – "відомі параметри димових газів – визначення складу паливної суміші"

Проведено порівняльний аналіз двох стратегій регулювання потужності енергетичного обладнання. У першому варіанті, при збереженні об'єму димових газів, зі збільшенням частки низькокалорійного газу спостерігається зростання як адіабатної температури згорання, так і загальної теплової потужності, що потребує розширення площі теплообмінників та адаптації паливного тракту. У другому варіанті, навпаки, з фіксованою витратою суміші горючих газів, зниження потужності відбувається пропорційно зміні складу палива без необхідності конструктивних змін обладнання.

При цьому параметри димових газів залишаються близькими до таких при спалюванні чистого метану, але обсяг утвореного парникового CO_2 істотно зменшується. Це створює умови для екологічно доцільної експлуатації котельних агрегатів без значних капіталовкладень у модернізацію. Запропонований підхід довів свою ефективність і з точки зору енергетики, і з огляду на екологічну безпеку, що підтверджується результатами математичного моделювання.

РОЗДІЛ 4. СПОСІБ АВТОМАТИЗОВАНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ КОТЛА ЗА ТЕПЛОТВОРНОЮ ЗДАТНІСТЮ ВУГЛЕВОДНЕВОГО ПАЛИВА З УРАХУВАННЯМ КРИТЕРІЇВ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ВПЛИВУ НА ДОВКІЛЛЯ

Даний розділ присвячено розробці системи автоматизованого регулювання теплової потужності котлів, які працюють на вуглеводному паливі будь-якого складу. Запропонований спосіб автоматизованого регулювання навантаження котла при будь-якому рівні теплової потужності полягає в змішуванні сертифікованих і несертифікованих вуглеводневих газів. Це забезпечує максимальну ефективність і дотримання екологічних норм щодо викидів. Крім того, витрата димових газів і потужність котла залишаються незмінними при зміні теплотворної здатності несертифікованого газу.

4.1 Аналіз схем регулювання потужністю котла

4.1.1 Класичні принципи керування

В системах автоматичного регулювання теплової потужності котлів, що працюють на газоподібному вуглеводневому паливі, при номінальному навантаженні досягається оптимальний тепловий режим роботи. Це досягається шляхом забезпечення найкращого співвідношення між витратою палива та повітря, що подається в топку котла, яке забезпечує максимальний коефіцієнт корисної дії (ККД). При цьому витрата палива й повітря визначені й забезпечують відому витрату продуктів горіння (димових газів).

Зниження теплової потужності вимагає пропорційного зменшення витрат газу та повітря, що, у свою чергу, призводить до зменшення витрати димових газів. Оскільки геометричні розміри газоходів і теплообмінних поверхонь залишаються незмінними, знижується швидкість руху димових газів, що зменшує коефіцієнт теплопередачі і в решті-решт призводить до нерегульованого зниження потужності.

4.1.2 Недоліки підходів при змінному складі палива

Існуючі способи передбачають стабільність теплотворної здатності палива. Це припущення не відповідає дійсності у випадках застосування несертифікованих, змінних або штучних газів, склад яких змінюється в часі. В такому разі класичне регулювання за тиском пари або температурою теплоносія виявляється неефективним, оскільки не враховує зміну теплоти згоряння палива.

Приклади таких обмежень наведено у працях [43], де зазначено, що при зміні навантаження або теплоти згоряння необхідно вручну переналаштовувати регулятори. Такий підхід не відповідає вимогам сучасних автоматизованих енергосистем.

4.1.3 Сучасні системи керування для паливних сумішей

Сучасні системи намагаються компенсувати ці недоліки шляхом використання стабілізуючих та коригувальних регуляторів. Наприклад, у системі керування барабанного котла [4] для спалювання штучних газів застосовується коригувальний регулятор тиску пари та стабілізуючий регулятор витрати палива. Додатково використовується компресор, який забезпечує підвищення тиску несертифікованого газу для компенсації його низької щільності або теплоти згоряння.

Проте навіть така схема не дозволяє повністю автоматизувати процес при нестабільному складі пального, оскільки зміна складу газу не враховується у режимі реального часу, а збільшення тиску призводить до підвищення швидкості димових газів і втрати ефективності.

Таким чином, існуючі способи: не забезпечують підтримання сталої витрати димових газів; не враховують змінну теплотворну здатність несертифікованого пального; обмежені в діапазоні ефективного регулювання.

Це обґрунтовує необхідність розробки нового способу, що враховує динамічний склад газової суміші та дозволяє стабілізувати теплову потужність котла незалежно від навантаження.

Метою розробки автоматизованої системи керування стало створення способу, який би регулював теплову потужність котла з урахуванням теплотворної здатності газу при роботі в режимах, відмінних від номінального. Запровадивши нові операції й переглянувши порядок вже відомих, планується забезпечити сталу – номінальну – витрату димових газів за будь-якої потужності та за будь-якого співвідношення сертифікованих і несертифікованих газів. Це, у свою чергу, підвищить ефективність і екологічну безпеку процесу регулювання навантаження котла.

4.2 Новий спосіб регулювання теплової потужності з урахуванням теплотворної здатності палива та впливу на довкілля

4.2.1 Новизна способу та оцінка показників якості

Сутність принципової новизни способу розкривається через такі основні положення:

– **Енергетичний баланс:** паралельне відстеження складу спалюваного газу і параметрів теплоносія дозволяє зберігати сталу (номінальну) витрату димових газів, еквівалентну витраті при спалюванні сертифікованого палива на номінальній потужності.

– **Динамічне формування суміші:** система автоматично формує пропорції сертифікованого й несертифікованого газів так, щоб теплота згоряння суміші точно відповідала поточному тепловому навантаженню котла.

– **Пряма оцінка витрати димових газів:** витрата визначається вимірюванням перепаду тиску димових газів на поверхні підігрівача повітря, що дає змогу утримувати швидкість газового потоку сталою.

– **Контроль точки змішування:** перед пальником відстежується й регулюється точка, де об'єднуються сертифікований і несертифікований газ, забезпечуючи однорідність суміші.

– **Онлайн-визначення теплотворної здатності:** за результатами витрат і температури полум'я в реальному часі обчислюється теплота згоряння суміші, що надходить до пальника.

– **Вимірювання температури димових газів:** температура газів у котлі контролюється як інтегральний показник ефективності горіння й теплообміну.

– **Брутто-формула суміші:** склад палива фіксується у вигляді брутто-формули, що постійно уточнюється і використовується для розрахунку економічності спалювання.

Таким чином, запропонований спосіб [8] ґрунтується на збереженні сталої витрати димових газів незалежно від навантаження котла. Це досягається шляхом формування газової суміші з сертифікованого і несертифікованого пального, теплота згоряння якої відповідає заданому тепловому навантаженню. При цьому враховується реальний склад несертифікованого газу, що визначається в процесі його спалювання, та параметри димових газів: температура, тиск і витрата.

4.2.2 Структура багаторівневої автоматизованої системи керування

Функціональна схема запропонованої системи регулювання наведена на рисунку 4.1. Вона передбачає автоматичне керування тепловим навантаженням котла шляхом динамічного формування газової суміші з урахуванням теплотворної здатності палива та підтримання сталої витрати димових газів незалежно від зміни складу або навантаження.

Система містить такі основні елементи:

1) Виконавчі механізми: дуттьовий вентилятор V – 6; димосос DS – 7; регулюючі клапани подачі газу: h_{NG} (сертифікований) та h_{AG} (несертифікований);

2) Вимірювальні перетворювачі та пристрої: витратоміри газів (F_{NG} , F_{AG}); вимірювальні перетворювачі перепаду тиску повітря (ΔP_A) та димових газів

($\Delta P_{др}$); термоелектричний перетворювач температури полум'я (Т); сенсори тиску і витрати пари (P_6 , $F_{пп}$);

3) Аналітичні блоки: установка ІС для визначення експрес-аналізу пального газу; обчислювач теплотворної здатності суміші газів Q_{calc} ;

4) Регулятори: РС – теплового навантаження; FC – витрати палива; FC_{eco} – економічності; QC – теплотворної здатності суміші.

Система реалізує каскадну структуру управління: регулятор теплового навантаження (РС) визначає цільове значення для витрати палива, яке реалізується регулятором FC. Паралельно регулятор QC забезпечує підтримання заданої теплотворної здатності, коригуючи частку несертифікованого газу відповідно до обчислень Q_{calc} . Регулятор FC_{eco} оптимізує витрату повітря відповідно до розрахункового коефіцієнта «паливо–повітря», отриманого з Q_{calc} .

Ключова ідея полягає у використанні сигналів від вимірювальних приладів і Q_{calc} для динамічного формування брутто-формули суміші та її адаптації до змін навантаження або складу пального, що дозволяє зберігати сталу витрату димових газів і високий ККД котла навіть при коливаннях теплотворної здатності несертифікованого газу чи зовнішніх збуреннях теплового споживача.

Ключові функції:

- стабілізація витрати димових газів: підтримується сталою через керування сумішшю, теплота згоряння якої відповідає заданому навантаженню.
- визначення теплотворної здатності в реальному часі: здійснюється через Q_{calc} за результатами аналізу витрат, температури полум'я і тиску.
- коригування складу суміші: забезпечує стабільну енерговіддачу навіть при коливаннях складу несертифікованого газу або зміні теплового навантаження.
- оптимізація витрати повітря: регулятор FC_{eco} мінімізує втрати, підтримуючи економічний режим горіння.

Для кращого розуміння роботи системи доцільно розглянути приклад її функціонування: при зниженні теплотворної здатності палива блок оцінки

характеристик оперативно передає дані блоку адаптації регулятора, що у режимі реального часу коригує подачу палива та повітря. Це дозволяє забезпечити сталість теплового режиму котла та відповідність екологічним критеріям.

Розглянемо детально розроблений спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу під час роботи котла на потужності, відмінної від номінальної. На рисунку 4.1 наведена принципова схема регулювання тепловою потужністю котла за теплотворною здатністю газу.

Спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу при роботі котла на потужності, відмінної від номінальної здійснюється наступним чином: до пальника (2) котла та до установки для визначення складу пального газу в процесі його спалювання (ІС), підведені трубопроводи сертифікованого та несертифікованого газів, а також повітропровід. Регулюючими органами та дуттьовим вентилятором формується така витрата суміші газів та повітря, щоб забезпечити бруutto-формулу палива, яка має теплотворну здатність та температуру при спалюванні суміші, які забезпечать поточне теплове навантаження теплоносія. Паралельно між собою розміщують регулятори теплового навантаження та витрати палива, на які подають значення тисків (P_B і P_{III}) і витрати теплоносія (F_{III}), що формують керуючий сигнал витрати палива для забезпечення заданого навантаження котла. Сигнал регулювання (U_{NG}) від регулятора витрати палива подається на регулюючий орган подачі вуглеводневого сертифікованого газу (h_{NG}).

На обчислювач для визначення теплотворної здатності суміші газів подають сигнали вимірювання: перепадів тисків повітря (ΔP_A) та димових газів (ΔP_{DG}), температури горіння паливо-повітряної суміші ($t_{гор}$), значення витрат сертифікованого (F_{NG}) та несертифікованого вуглеводневих газів (F_{AG}). На регулятор теплотворної здатності газу подається значення теплотворної здатності (Q_{Lmix}^W) від установки для визначення складу пального газу та подають значення витрат сертифікованого (F_{NG}) та не сертифікованого вуглеводневих газів (F_{AG}). Від регулятора теплотворної здатності керуючий вплив (U_{AG})

подається на регулюючий орган подачі несертифікованого вуглеводневого газу (h_{AG}). На регулятор економичності подають значення теоретично необхідної витрати повітря для спалювання 1 м^3 суміші газу (V_0) та величину перепаду тиску повітря на повітропідігрівачі (ΔP_A). З регулятора економичності подають значення керуючого впливу (U_A), яке формує витрату повітря, що забезпечує економічний режим роботи котла при поточному спалюванні поточної суміші.

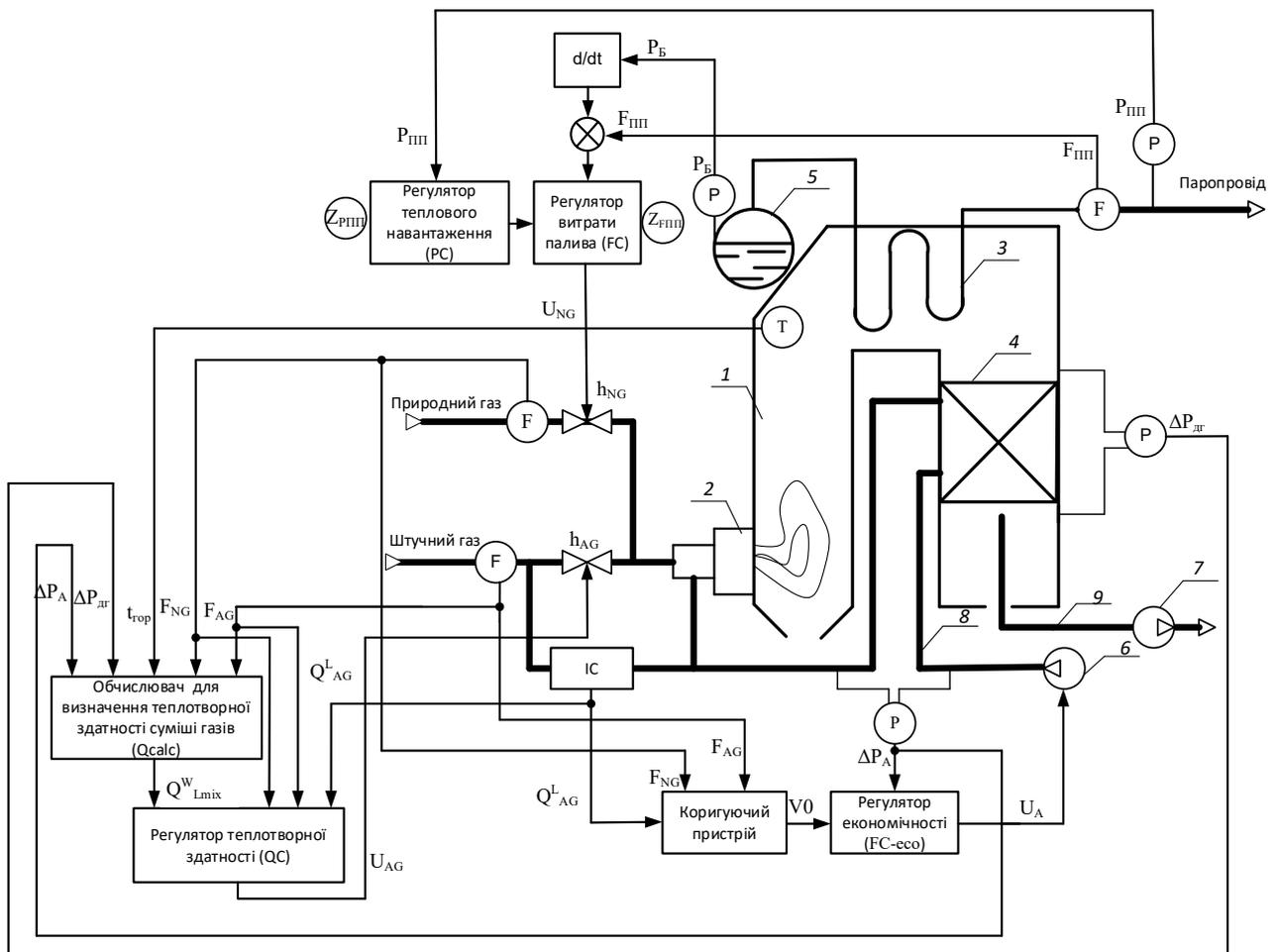


Рис. 4.1. Принципова схема регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу під час роботи котла на потужності, відмінній від номінальної (1 – топка котла; 2 – пальник котла, 3 – поверхня теплообміну котла нагріву теплоносія, 4 – поверхня теплообміну нагріву повітря котла, 5 – барабан котла, 6 – V-6, 7 – DS – 7, 8 – трубопровід подачі повітря, 9 – газохід від котла до димососа, IC – установка для визначення складу пального газу в процесі його спалювання [137])

У разі зміни навантаження котла регулятори формують відповідну зміну значення витрати сертифікованого газу. У результаті змінюється брутто-формула суміші газів. Для цього визначається значення поточної теплотворної здатності суміші, і регулятор теплотворної здатності змінює кількість несертифікованого газу, що подається так, щоб утворена суміш газів забезпечила теплотворну здатність для забезпечення нового балансу. При відхиленні складу несертифікованого газу, обчислювач визначає нове значення теплотворної здатності суміші газів. Подаючи цей сигнал на регулятор теплотворної здатності формують керуючий вплив у вигляді витрати сертифікованого газу, щоб у суміші газів, що утворився, її брутто-формулі відповідало таке значення теплотворної здатності, яке при спалюванні суміші газів забезпечить необхідне енерговиділення.

Таким чином, в момент утворення поточної суміші газів формується поточна теплотворна здатність цієї суміші. Регулювання теплового навантаження забезпечує рівність між виділенням теплової енергії після спалювання газу заданої теплотворної здатності, віддачою тепла димовими газами, що утворилися, через поверхні теплообміну теплоносія та забезпечення теплоносія заданих енергетичних параметрів. Для забезпечення сталості коефіцієнта тепловіддачі повинні бути постійними швидкості потоків носіїв енергії, у цьому випадку сталість швидкості димових газів та теплоносія. Для забезпечення балансу при тепловому навантаженні менш номінальному, формується така суміш газів із сертифікованого та несертифікованого вуглеводневого газу, у якої ентальпія брутто-формули відповідатиме такому значенню теплотворної здатності, яка забезпечить виділення необхідної кількості енергії при спалюванні і при цьому витрата димових газів залишиться незмінною, але станеться зміна температури горіння суміші газів. При порушенні балансу енергії (при прояві будь-яких збурень) регулятор теплотворної здатності за певним розбалансуванням енергетичних потоків обчислить новий склад суміші та регулюючими органами забезпечить утворення цієї суміші вуглеводневих газів, яка забезпечить новий баланс.

4.2.3 Алгоритм керування ефективністю та стабільністю горіння

Функціонування автоматизованої системи регулювання теплової потужності котла (див. рис. 4.1) ґрунтується на взаємодії сенсорних елементів, обчислювача теплотворної здатності (Q_{calc}) і трьох регуляторних контурів. Алгоритм реалізує багатоконтурне управління в режимі реального часу та включає такі основні етапи:

Крок 1. Формування первинних сигналів: датчик тиску, витрати та температури (T , ΔP_A , $\Delta P_{\text{ДГ}}$, F_{NG} , F_{AG} , P , $F_{\text{ПП}}$) безперервно передають у PLC інформацію про стан теплоносія, димових газів і паливної суміші.

Крок 2. Розрахунок теплотворної здатності суміші: обчислювач теплотворної здатності Q_{calc} аналізує співвідношення витрат сертифікованого та несертифікованого газів, температуру полум'я та інші параметри для формування актуальної брутто-формули та обчислення теплотворної здатності ($Q_{\text{Lmix}}^{\text{W}}$).

Крок 3. Регулювання складу паливної суміші: регулятор теплотворної здатності (QC) порівнює отримане значення теплоти згоряння ($Q_{\text{Lmix}}^{\text{W}}$) з заданим (Q_{AG}^{L}). У разі відхилення він змінює подачу сертифікованого (h_{NG}) або несертифікованого газу (h_{AG}), забезпечуючи енергетичний баланс у суміші.

Крок 4. Оптимізація витрати повітря: регулятор економічності (FC_{eco}), використовуючи дані Q_{calc} , визначає теоретично необхідну витрату повітря для поточного складу палива. Через сигнал U_A він регулює положення напрямного апарата вентилятора b , підтримуючи оптимальний коефіцієнт надлишку повітря.

Крок 5. Реакція на збурення: у разі зміни навантаження ($PC \rightarrow FC$) або складу пального ($IC \rightarrow Q_{\text{calc}} \rightarrow QC$) система автоматично адаптує співвідношення газів і подачу повітря, формуючи нову теплотворну здатність суміші $Q_{\text{Lmix}}^{\text{W}}$, яка відповідає новому енергетичному балансу.

Крок 6. Підтримання стабільної витрати димових газів: вимірювальний перетворювач $\Delta P_{\text{ДГ}}$ контролює витрату димових газів після теплообмінника

повітря 4. Регулятори QC і FC оперативно компенсують відхилення, зберігаючи постійну швидкість димових газів у газоходах.

У таблиці 4.1 наведемо відповідність елементів системи регулювання ключовим функціям системи керування.

Таблиця 4.1

Відповідність елементів ключовим функціям системи керування

Ключова функція	Відповідний елемент
Енергетичний баланс	Каскад PC \rightarrow FC, параметри T, P, F _{ПП}
Оцінка витрати димових газів	Вимірjuвальний перетворювач $\Delta P_{ДГ}$
Контроль точки змішування	Клапани h_{NG} , h_{AG} , зворотний зв'язок від витратомірів
Онлайн-визначення теплотворної здатності	IC \rightarrow Q _{calc} \rightarrow QC
Температурний контроль	Термоелектричний перетворювач температури T у топці
Формування брутто-формули	Q _{calc} на основі сигналів F _{NG} , F _{AG} , t _{гор.}

Алгоритм регулювання орієнтований на досягнення високої якості процесу спалювання за показниками стабільності температури, мінімізації перевитрати повітря, а також на відповідність екологічним нормативам. Ефективність реалізованої системи оцінюється за сукупністю технічних критеріїв, серед яких: стабільність теплової потужності в динамічному режимі, збереження ККД котла та зменшення питомих викидів CO₂.

4.3 Синтез АСК тепловою потужністю котла з урахуванням критеріїв ефективності

Розроблена автоматизована система керування тепловою потужністю котла (АСКТК) забезпечує стабільну роботу котлоагрегату при змінному тепловому навантаженні та коливаннях теплотворної здатності вуглеводневого палива. Її синтез базується на інтеграції трьох локальних контурів керування, пов'язаних між собою обчислювачем теплотворної здатності Q_{calc} і сигналами систем керування (PLC/DCS).

1. Контур регулювання теплового навантаження барабанного котла.

Цей каскадний контур реалізується за схемою «РС → FC».

Регулятор навантаження (РС) реагує на зовнішні збурення (наприклад, зміну споживання пари) та коригує завдання для стабілізуючого регулятора.

Регулятор витрати палива (FC) управляє подачею пального через виконавчий механізм (клапан подачі газу), забезпечуючи стабільну витрату пари в барабані та необхідний тиск у паровій магістралі.

2. Контур економічності

Регулятор економічності (FC_{eco}) формує оптимальну витрату повітря, яка мінімізує питомі втрати тепла. Використовуючи значення теплотворної здатності палива, отримане з Q_{calc} , FC_{eco} визначає теоретично необхідну витрату повітря для горіння. Через сигнал керування U_A регулятор змінює положення напрямного апарата вентилятора, стабілізуючи перепад тиску повітря (ΔP_A) і підтримуючи економічний режим роботи котла.

3. Контур регулювання теплотворної здатності

Цей контур відповідає за підтримку теплотворної здатності паливної суміші на заданому рівні:

– Регулятор QC використовує дані від обчислювача Q_{calc} і в режимі реального часу змінює співвідношення сертифікованого та несертифікованого газів.

– Коригуючи подачу несертифікованого газу, система забезпечує стабільність бруто-формули палива, що дозволяє зберігати постійну витрату димових газів навіть при змінах навантаження.

Динамічні властивості котельного агрегату описуються передавальними функціями, що встановлюють залежності між входами та виходами моделі, поданими у таблиці 2 [110]. У лівому стовпці таблиці 4.2 перелічено ключові змінні моделі котла, зображеної на рисунку 2.1. У верхньому рядку таблиці зазначені основні керуючі сигнали: витрати природного газу U_{NG} , штучного газу U_{AG} та повітря U_{air} .

Таблиця 4.2

Передавальні функції котельного агрегату

	U_{NG}	U_{AG}	U_{air}
T_{SG}	$W(s) = \frac{K_Q(U_{air})}{T_{QNG}s + 1}$	$W(s) = \frac{K_Q(U_{air})}{T_{QAG}s + 1}$	$W(s) = \frac{K_Q(U_{NG} + U_{AG})}{T_{Qair}s + 1}$
P_{out}	$W(s) = \frac{K_{PD}}{T_{PD}s + 1}$	$W(s) = \frac{K_{PD}}{T_{PD}s + 1}$	$W(s) = \frac{K_{PD}}{T_{PD}s + 1}$
P_k	$W(s) = \frac{K_{PS}e^{\tau s}}{T_{2PS}^2s^2 + T_{1PS}s + 1}$	$W(s) = \frac{K_{PS}e^{\tau s}}{T_{2PS}^2s^2 + T_{1PS}s + 1}$	$W(s) = \frac{K_{PS}e^{\tau s}}{T_{2PS}^2s^2 + T_{1PS}s + 1}$
M_{out}	$W(s) = \frac{T_{SG1}s + K_{SG1}}{T_{2FS}^2s^2 + T_{1FS}s + 1} e^{-\tau s}$	$W(s) = \frac{T_{SG2}s + K_{SG2}}{T_{2FS}^2s^2 + T_{1FS}s + 1} e^{\tau s}$	$W(s) = \frac{T_{SGA}s + K_{SGA}}{T_{2FS}^2s^2 + T_{1FS}s + 1} e^{\tau s}$
M_{SG}	$W(s) = \frac{K_{SGN}(Q_W^L, U_{air})}{T_{SGN}(Q_W^L, U_{air})s + 1}$	$W(s) = \frac{K_{SGA}(Q_W^L, U_{air})}{T_{SGA}(Q_W^L, U_{air})s + 1}$	$W(s) = \frac{K_{SG}(U_{NG}, U_{AG}, Q_{Wmix}^L)}{T_{SG}(U_{NG}, U_{AG}, Q_{Wmix}^L)s + 1}$

У таблиці 4.2 використовуються наступні позначення: $K_Q(U_{air})$ та $K_Q(U_{NG} + U_{AG})$ – коефіцієнти передачі «витрата газу – температура», які є функціями витрат; T_{QNG} , T_{QAG} та T_{Qair} – стали часу «витрата газу/ повітря – температура»; K_{PD} та T_{PD} – коефіцієнти передачі та стала часу «витрата газу – тиск пари у барабані котла»; K_{PS} , T_{1PS} та T_{2PS} – коефіцієнти передачі та стали часу «витрата газу – тиск пари на виході з котла»; K_{SG1} , T_{SG1} , T_{1FS} та T_{2FS} – коефіцієнти передачі та стали часу «витрата природного газу – витрата пари»; K_{SG2} та T_{SG2} –

коефіцієнт передачі та стала часу за каналом «штучний газ – витрата пари»; K_{SGA} та T_{SGA} – коефіцієнт передачі та стала часу за каналом «витрата повітря – витрата пари»; $K_{SGN}(Q_W^L, U_{air})$ та $T_{SGN}(Q_W^L, U_{air})$ – коефіцієнт передачі та стала часу за каналом «витрата природного газу – витрата димових газів» як функції теплоти згоряння і витрати повітря; $K_{SGA}(Q_W^L, U_{air})$ та $T_{SGA}(Q_W^L, U_{air})$ – коефіцієнт передачі та стала часу за каналом ««витрата штучного газу – витрата димових газів» як функції теплоти згоряння і витрати повітря; $K_{SG}(U_{NG}, U_{AG}, Q_{Wmix}^L)$ та $T_{SG}(U_{NG}, U_{AG}, Q_{Wmix}^L)$ – коефіцієнт передачі та стала часу за каналом «витрата повітря – витрата димових газів», як функції витрати газів і теплоти згоряння суміші.

Температура димових газів T_{SG} має екстремальний характер залежності від співвідношення витрат палива і повітря, досягаючи максимуму при стехіометричному співвідношенні та розраховується за формулами (2.20) – (2.25). Залежність витрати димових газів M_{SG} від витрат палива та повітря також нелінійна і розраховується за виразами (2.6) та (2.7). Лінійна частина моделі котла розраховується за співвідношенням, наведеним у [110].

Передавальні функції, наведені в таблиці, відповідають загальній структурі моделі котла, показаній на рис. 2.1. Значення коефіцієнтів у передавальних функціях були отримані на основі результатів моделювання процесу згоряння, виконаного відповідно до математичних моделей, наведених у розділі 2.

Для дослідження динамічних властивостей автоматизованої системи керування (АСК) тепловою потужністю парового котла з урахуванням зміни теплотворної здатності вуглеводневого палива було розроблено імітаційну математичну модель об'єкта керування у середовищі MATLAB/Simulink (ліцензійний номер 13091823) (див. рис. 4.2), відповідно до удосконаленої математичної моделі (див. рис. 2.1). Структура моделі відповідає фізичним процесам, що відбуваються в реальному котлоагрегаті типу ГМ-50, та реалізує

взаємодію між підсистемами керування тепловим навантаженням, співвідношенням повітря та палива, а також теплотворною здатністю паливної суміші.

Центральним елементом є підсистема *BurningChamber*, яка моделює процес згоряння суміші природного (G_{fuel1}) та альтернативних (G_{fuel2}) газів у присутності повітря (G_{air}), що подається з урахуванням його складу (*Composition*). На основі вхідних параметрів (нормована теплотворна здатність, об'єми подачі компонентів, співвідношення «паливо–повітря») у підсистемі розраховується температура димових газів (T_{gox}), витрати пального (F_{fuel}), надлишкове повітря (al_{air}) та об'єм утворених димових газів ($VismGas$).

Отримані результати подаються у вигляді сигналів F_{air} , V_{Or} та V_{SG} , що формують вхідні впливи на інші елементи системи. Далі сигнали надходять до блоку обчислення коефіцієнта α (α), що визначає фактичне співвідношення між теоретичною та реальною витратою повітря. На основі цього показника формується управляючий вплив на модуль підстроювання витрати повітря.

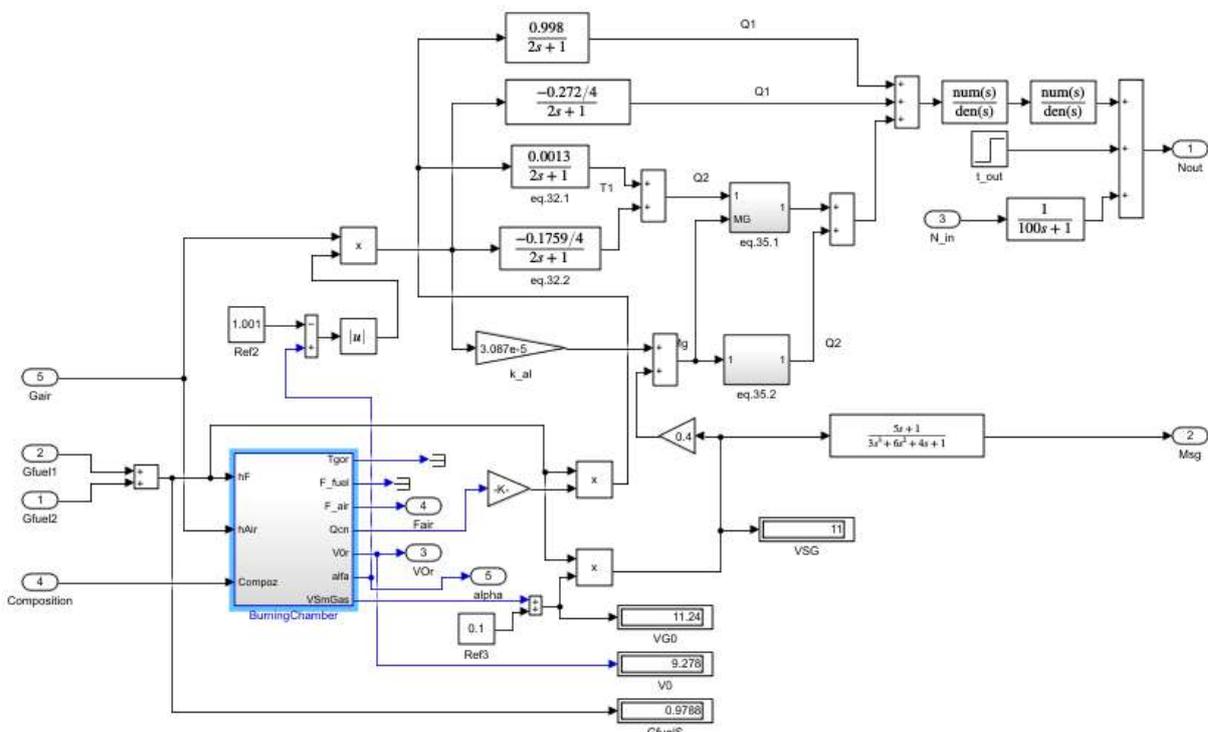


Рис. 4.2. Структурна схема імітаційної математичної моделі об'єкта керування

Паралельно моделюється формування сигналів теплового навантаження (Q_1, Q_2), які обчислюються через відповідні передавальні функції другого порядку, що відповідають експериментально ідентифікованим динамічним характеристикам котла згідно з літературними даними [110]. Ці функції враховують інерційність об'єктів за тепловим та масовим каналами.

Для зменшення небажаної взаємодії між регуляторами впроваджено пропорційний компенсаційний елемент (позначено k_{al}), що забезпечує узгоджене керування витратою газів залежно від коливань навантаження. Завдяки цьому вдалося уникнути ефекту «гонки регуляторів», що спостерігався при зміні теплотворної здатності альтернативного палива.

Вихідними сигналами системи є:

- N_{out} – розрахунковий тепловий потік;
- M_{sg} – керуючий вплив на змішувач газу;
- t_{out} – динамічна температура на виході з котла;
- V_{SG} – потік димових газів.

З метою адекватної оцінки роботи системи використовуються також референсні значення $Ref2, Ref3, N_{in}$, які дозволяють оцінити відхилення від заданого теплового навантаження та швидкість реакції системи на зміну вхідних параметрів.

Таким чином, запропонована модель дозволяє імітувати складну взаємодію між паливною сумішшю, подачею повітря, утворенням димових газів та тепловим навантаженням котла, що є необхідним для аналізу ефективності регулювання при змінній теплотворній здатності палива.

Далі, з метою забезпечення стабільної роботи котла при змінному тепловому навантаженні та використанні газового палива змінного складу була розроблена математична модель автоматизованої системи керування (АСК) у середовищі MATLAB/Simulink (рис. 4.3). Модель відображає основні функціональні блоки АСК, що реалізує новий спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності на основі поточної теплотворної здатності

газової суміші, а також координує подачу сертифікованого та несертифікованого газу та повітря.

Передаточні функції отримані в процесі ідентифікації об'єкта керування і використовуються для налаштування параметрів регуляторів відповідних систем автоматичного керування (САК). Побудована модель дозволяє реалізувати багатоконтурне керування із динамічною адаптацією до змін складу газу та навантаження. Регулятори узгоджують дії на всіх рівнях – подача повітря, зміна складу суміші, контроль теплової потужності – із метою стабілізації витрати димових газів, збереження коефіцієнта тепловіддачі та підтримання необхідного енергетичного балансу котлоагрегату.

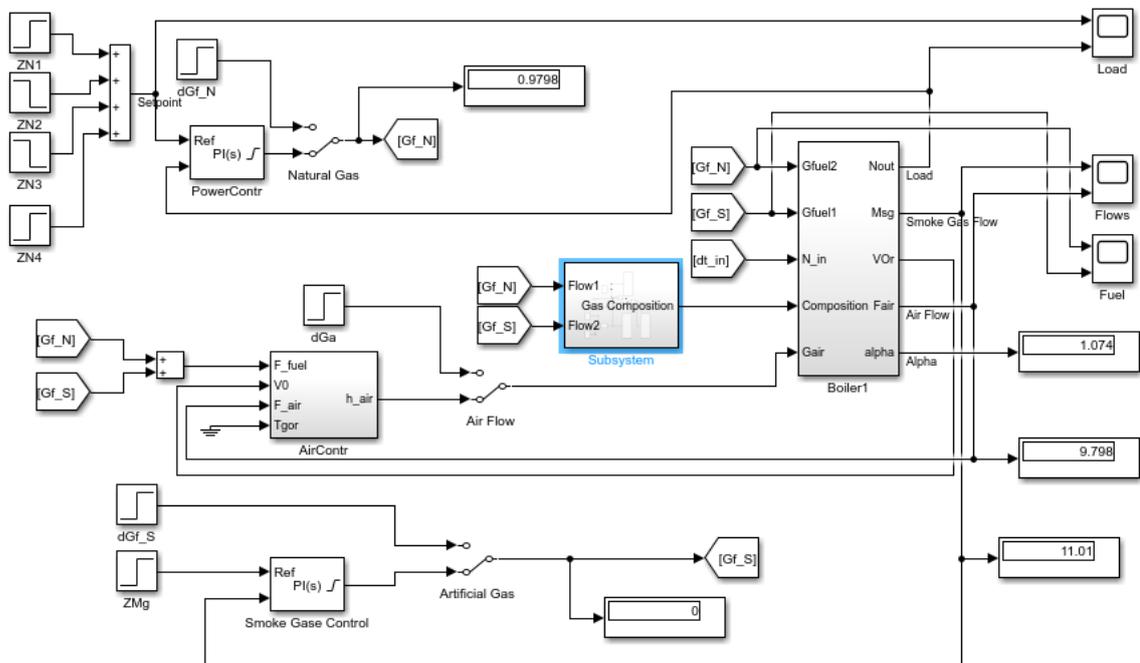


Рис.4.3. Схема імітаційної моделі АСК регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу під час роботи котла на потужності, відмінній від номінальної

Центральним компонентом є блок *Boiler1*, який представляє модель процесу горіння паливної суміші. До нього надходять витрати природного газу (G_{fuel1}), несертифікованого газу (G_{fuel2}), повітря (G_{air}), а також параметри складу палива (*Composition*) і об'ємне співвідношення пального (F_{air}). Вихідними

параметрами є потужність котла (N_{out}), витрата димових газів (V_{or}), сигнал корекції співвідношення повітря ($Alpha$) та повідомлення регулятора складу суміші (M_{sg}).

Модель включає три основні підсистеми керування:

1. Підсистема *PowerContr* виконує роль регулятора теплового навантаження. Вона формує витрату природного газу залежно від заданого теплового навантаження (*Setpoint*) та сигналів від координуючих вузлів (ZN1–ZN4). Блок передавальної функції (P(s)) враховує інерційність регулятора, а коефіцієнт 0.9798 задає фіксоване підсилення.

2. Підсистема *Smoke Gas Control* відповідає за підтримку стабільного об'єму димових газів шляхом регулювання подачі несертифікованого газу (G_{fuel2}). Вона отримує зворотній зв'язок від сигналу витрати димових газів та формує керуючу дію на основі заданих координат. Таким чином реалізується баланс теплового навантаження при збереженні постійного об'єму димових газів.

3. Підсистема керування подачею повітря (*AirContr*) – відповідає за регулювання об'ємної витрати повітря (dGa) з урахуванням теплотворної здатності суміші та температури згоряння (T_{gor}). Розраховуються поточні значення: загальна витрата пального (F_{fuel}), витрата повітря (F_{air}), об'єм димових газів (V_0), ентальпія суміші (h_{air}).

Ключовою є також підсистема *Gas Composition*, яка реалізує обчислення теплотворної здатності поточної суміші на основі даних про тиск, температуру згоряння та витрати компонентів. Це дозволяє з високою точністю визначати теплоту згоряння та адаптувати керуючі дії в реальному часі. Результати розрахунку надходять до основного блоку *Boiler1* для побудови керуючих сигналів та корекції подачі газів.

Вихідні параметри (*Load, Flows, Fuel*) дозволяють оцінити динаміку системи: загальне навантаження, зміну витрат повітря й пального, що є основними технологічними критеріями ефективності АСК.

Регулятори всіх координат САК мають пропорційно-інтегральний закон керування з автоматичним налаштуванням коефіцієнтів. Це налаштування здійснюється під час роботи системи за допомогою пристроїв ІС (установка для визначення складу пального газу в процесі його спалювання), коригуючий пристрій і Q_{calc} (обчислювач для визначення теплотворної здатності суміші газів) (див. рис. 4.1).

4.4 Обчислювальний експеримент. Оцінка впливу на довкілля та стабільність об'єму димових газів

При моделюванні описаної САУ виявлено протиріччя. При зниженні навантаження на котел регулятор теплового навантаження зменшує витрату палива. Зменшення витрати призводить до зменшення витрати димових газів. Регулятор калорійності газу генерує керуючу дію на збільшення споживання несертифікованого газу. Однак збільшення споживання несертифікованого газу призводить до підвищення теплотворної здатності суміші. Відбувається так звана «гонка регуляторів», в результаті якої в системі виникають небажані коливання технологічних параметрів.

Для усунення «гонки регуляторів» було вирішено ввести в систему компенсатор взаємозв'язків. Компенсатор є пропорційною ланкою.

Розраховується на основі системи рівнянь (2.23) і (2.24). Вихідними даними для вирішення системи є задане значення навантаження котла Q_F і задане значення витрати димових газів M_{SG} . В якості коефіцієнтів рівнянь використовуються значення теплотворної здатності компонентів суміші Q_{LNG}^W , Q_{LAG}^W і питомих витрат димових газів V_{SGNG} , V_{SGAG} . Вихідні значення є цільовими витратами для сертифікованих і несертифікованих газів. У матричній формі ці рівняння мають вигляд:

$$\begin{bmatrix} Q_{LNG}^W & Q_{LAG}^W \\ V_{SGNG} & V_{SGAG} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} G_{NG} \\ G_{AG} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_F \\ M_{SG} \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

При розв'язуванні рівняння (4.1) можна отримати від'ємні значення витрат, що фізично неможливо. У цьому випадку відповідному регулятору надається заборона на вироблення керуючої дії. Тобто відповідний потік газу доводиться до нуля. Навантаження котла забезпечується споживанням одного з газів. Потік димових газів не регулюється.

Процеси регулювання при нанесенні збурень значенням необхідної потужності та складом палива, показані на рисунках 4.4 – 4.6. На рисунках 4.4 – 4.6 відображається моделювання АСР, де в якості несертифікованого палива обраний склад доменного газу.

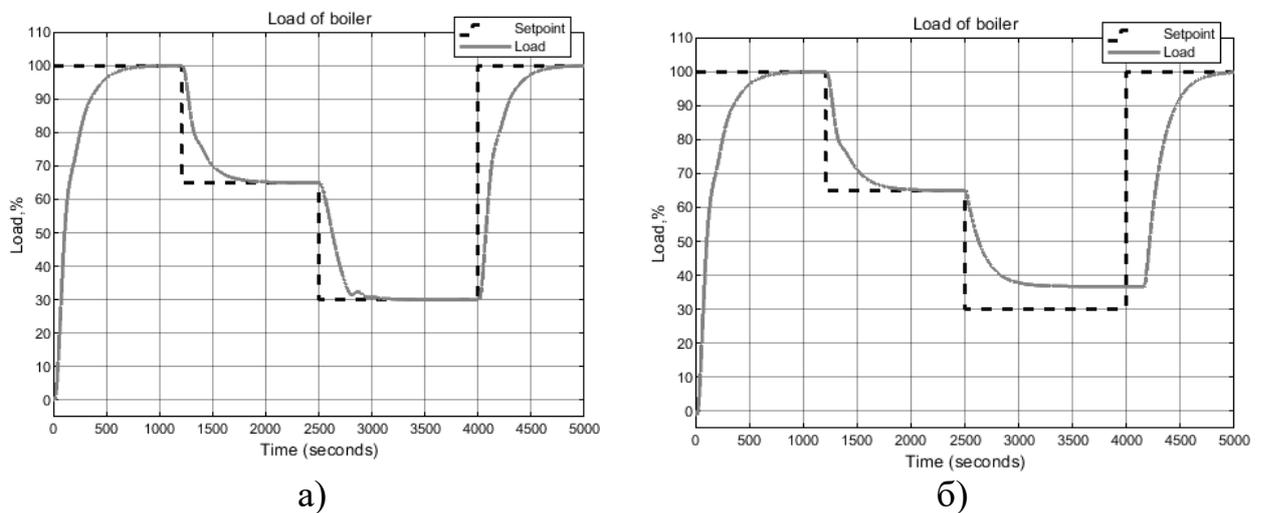


Рис. 4.4. Графік змінення навантаження котла: а) – без регулятора витрати димових газів, б) – з регулятором витрати димових газів

Аналіз графіку змінення навантаження котла показує (див. рис. 4.4 а), що зміна навантаження котла відповідає заданому графіку з достатньо високою точністю. При цьому відмінностей між традиційною та запропонованою АСР немає. Якщо система працює з регулятором витрати димових газів (рис. 4.4 б) при цьому не вдається знизити навантаження до необхідного значення (30%), отже ми повинні вимкнути регулятор димових газів. У даному випадку система не виконує умову (4.1).

Відповідно до зміни витрати палива змінюються витрати повітря та димових газів, як це показано на рисунку 4.5. Їх коливання спостерігаються при

спалюванні тільки природного газу. Коливання витрат особливо помітні при зміні навантаження, що може призводити до неефективного згорання палива.

При включенні регулятора витрати димових газів, коливання витрат повітря та димових газів практично відсутні (див. рис. 4.5 б). Система швидко стабілізує витрати, практично без коливань, що забезпечує підвищення ефективності спалювання та зменшення перевитрати повітря.

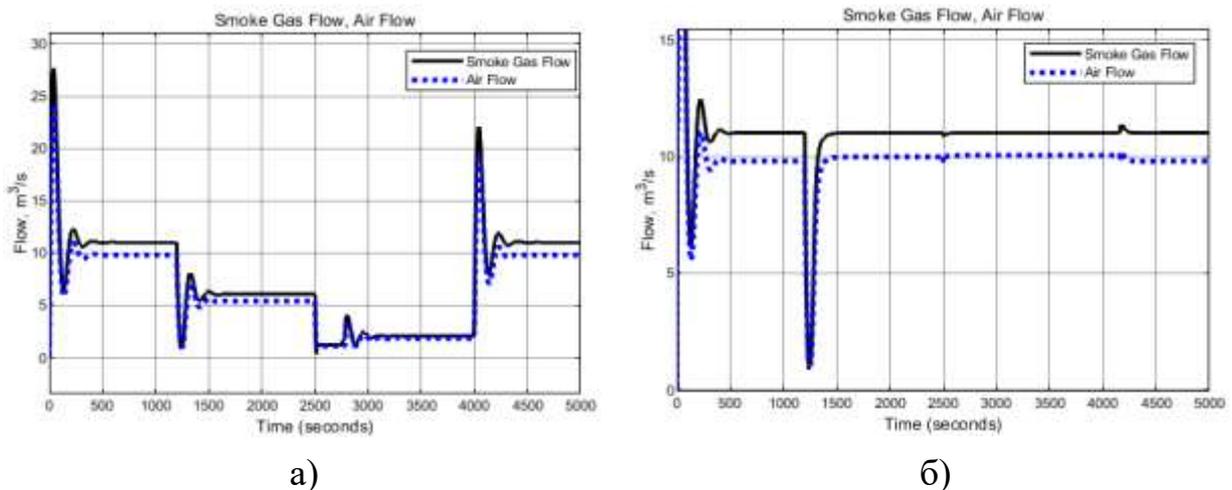


Рис. 4.5. Графіки змінення витрат повітря та димових газів: а) – без регулятора витрати димових газів, б) – з регулятором витрати димових газів

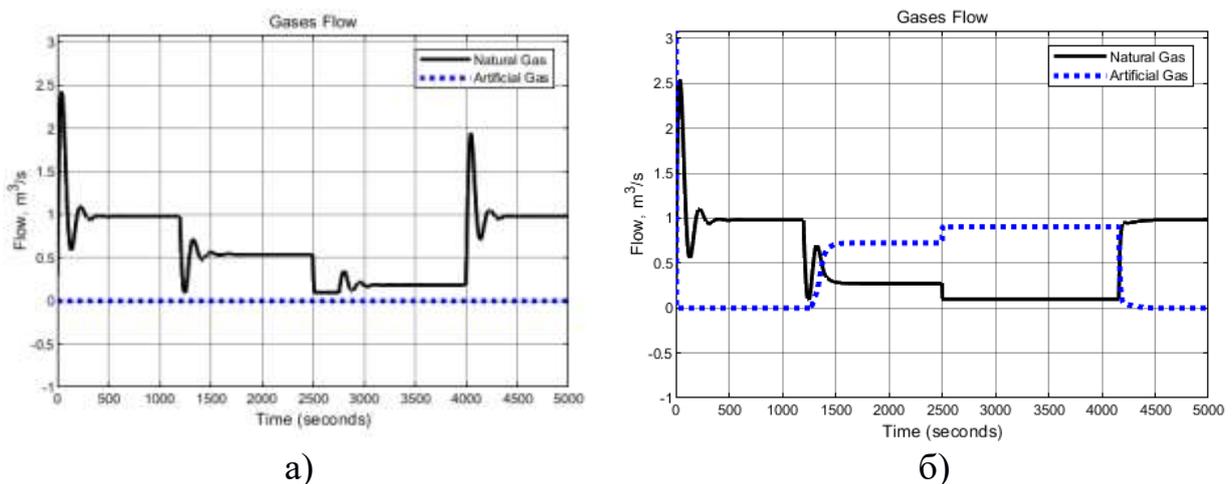


Рис. 4.6. Графіки змінення витрат основного та несертифікованого палива: а) – без регулятора витрати димових газів, б) – з регулятором витрати димових газів

Штатний регулятор витрати палива був налаштований на перехідний аперіодичний процес підтримки заданої потужності. При цьому спостерігалися загасання коливання витрати палива (див. рис. 4.6 а).

Після включення в схему регулятора витрати димових газів і введенням перехресного зв'язку між регуляторами вдалося досягти аперіодичного зміни витрат природного та штучного газу, що підвищує узгодженість у роботі багатопаливного котла (див. рис. 4.6 б).

Проведемо аналіз роботи системи, де в якості несертифікованого палива обраний склад біогазу. На рисунках 4.7 – 4.9 відображається моделювання цієї АСР.

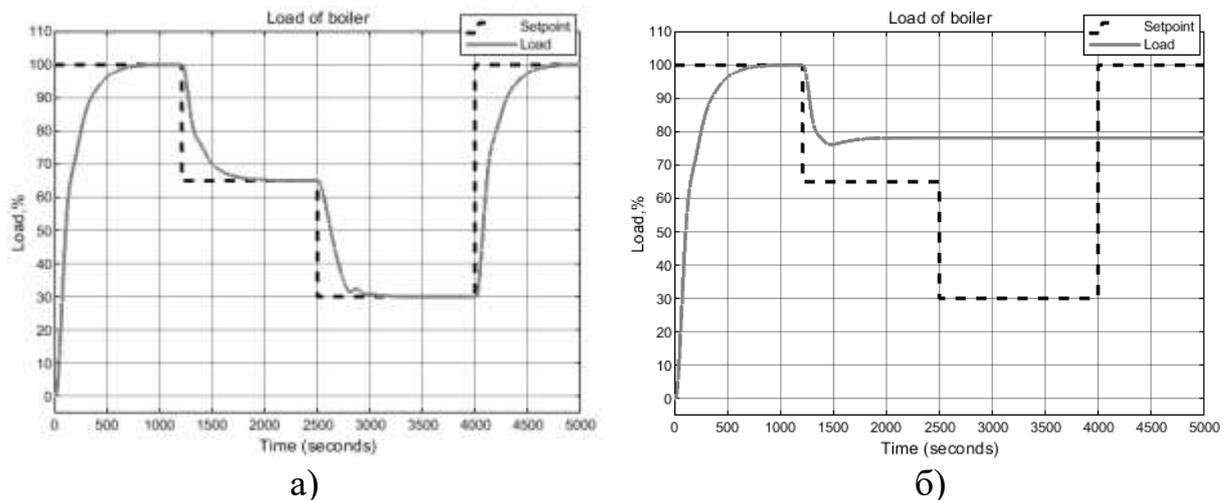
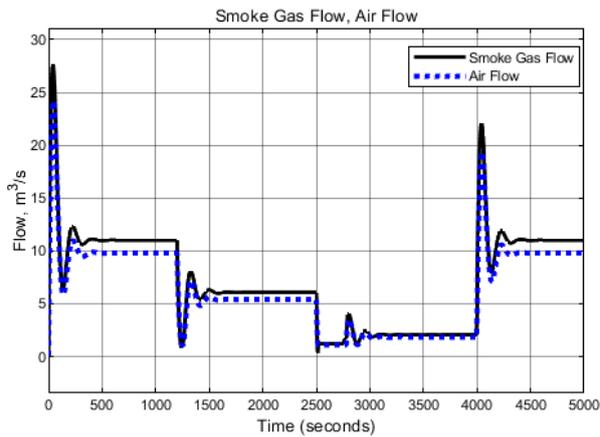
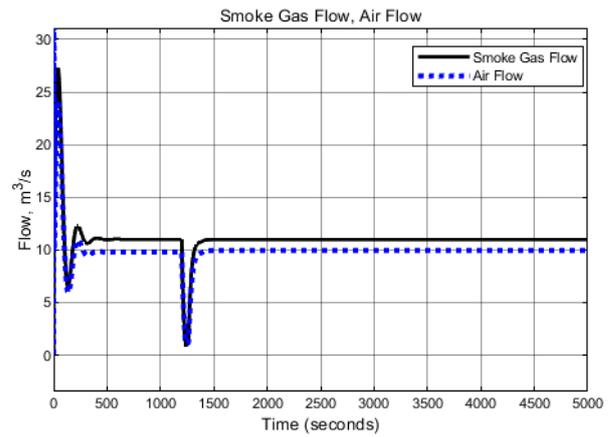


Рис. 4.7. Графік змінення навантаження котла: а) – без регулятора витрати димових газів, б) – з регулятором витрати димових газів

З графіку змінення навантаження котла при роботі на біогазі з регулятором витрати димових газів (див. рис. 4.7 б) видно, що система не досягає заданого навантаження, ми не можемо знизити навантаження менше ніж на 80 %. Якщо треба знизити навантаження котла при роботі на біогазі, треба вимкнути регулятор димових газів. Фізично не можливо знизити теплотворну здатність палива та навантаження.

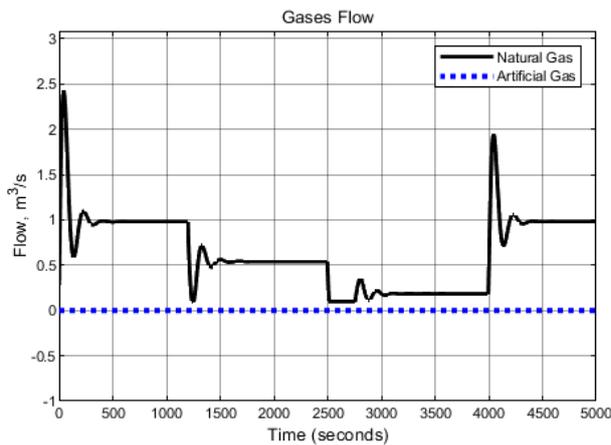


а)

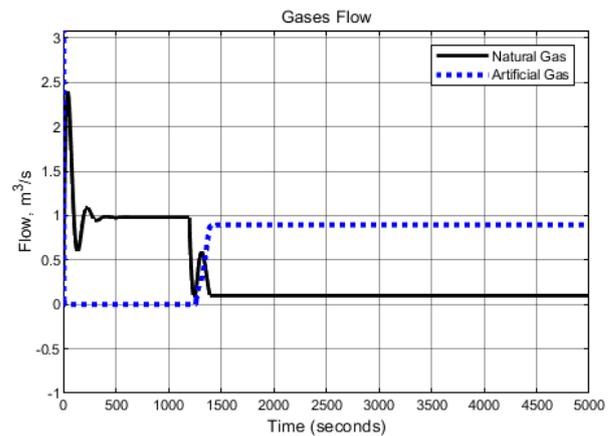


б)

Рис. 4.8. Графіки зміння витрат повітря та димових газів: а) – без регулятора витрати димових газів, б) – з регулятором витрати димових газів



а)



б)

Рис. 4.9. Графіки зміння витрат основного та несертифікованого палива: а) – без регулятора витрати димових газів, б) – з регулятором витрати димових газів

У режимі без регулятора витрати димових газів (див. рис. 4.8а–4.9а) графіки витрати повітря, димових газів та витрат палива характеризуються помітними коливаннями, особливо під час зміни типу палива. Це вказує на нестабільність процесу та недостатню адаптацію системи до умов зі змінною теплотворною здатністю палива.

При використанні регулятора димових газів (рис. 4.8б–4.9б) забезпечується загальне покращення динамічних характеристик системи: спостерігається згладжений перехід між видами палива та стабілізація витрат повітря й палива.

Так як при роботі системи на біогазі ми не можемо забезпечити навантаження нижче ніж 80%, тоді наступним кроком у дослідженні є оцінка поведінки запропонованої системи регулювання в умовах переходу від біогазу на доменний газ. З рисунку 4.7 б можна побачити, що навантаження котла стабілізується в період часу 1500 с, тому для забезпечення необхідного навантаження будемо здійснювати перехід з біогазу на доменний газ саме в цей період часу. Такий перехід є характерним для сучасних теплоенергетичних установок, що працюють на суміші основного та альтернативного палива з різною теплотворною здатністю.

На рисунках 4.10 – 4.12 відображається вплив моменту переходу з біогазу на доменний газ на динамічні характеристики системи автоматичного регулювання котла з регулятором витрати димових газів.

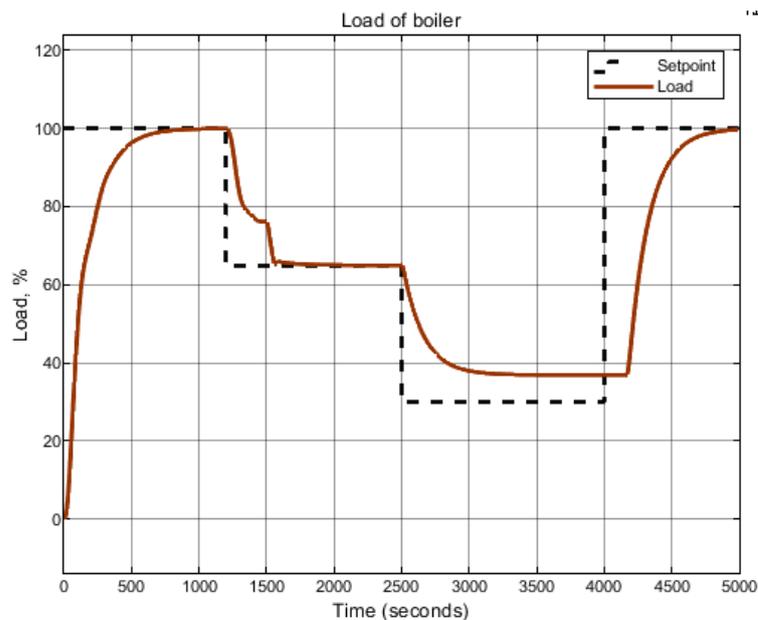


Рис. 4.10. Графік змінення навантаження котла при переході з біогазу на доменний газ

Графік змінення навантаження котла при переході з біогазу на доменний газ (див. рис. 4.10) показує, що нам вдається забезпечити необхідне навантаження, але з деякою похибкою. Тобто дана система регулювання може забезпечити показники якості при зміні навантаження від 100 до 40 %.

На рисунках 4.11 та 4.12 наведені графіки зміни повітря та димових газів та змінення витрат основного та несертифікованого палива при переході з біогазу на доменний газ відповідно.

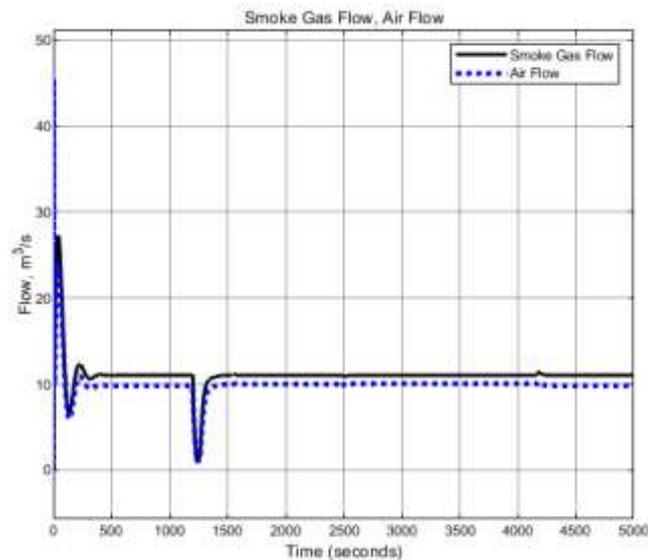


Рис. 4.11. Графіки змінення витрат повітря та димових газів при переході з біогазу на доменний

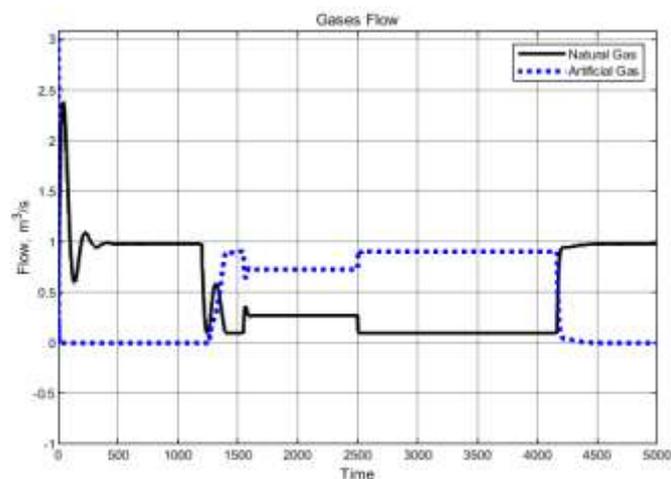


Рис. 4.12. Графіки змінення витрат основного та несертифікованого палива при переході з біогазу на доменний газ

Графіки показують, що регулятор витрати димових газів стабілізує витрати палива та повітря, так само як і при роботі системи на доменному газі та біогазі.

Таким чином, при зміні навантаження від 100 до 40 % та при зміні теплотворної здатності несертифікованого палива витрата димових газів і потужність котла залишаються стабільними.

4.5 Висновки до четвертого розділу

1. Запропоновано новий спосіб автоматизованого керування тепловою потужністю котла, який враховує теплотворну здатність змішаної газової суміші. Основою є змішування сертифікованих (природних) та несертифікованих (доменних, біогазових) газів з урахуванням поточного теплового навантаження та вимог до витрати димових газів.

2. Ключовою технічною перевагою запропонованої системи є забезпечення постійної витрати димових газів, незалежно від зміни навантаження та складу палива. Це досягається завдяки інтеграції трьох контурів регулювання: теплового навантаження, економічності та теплотворної здатності, а також реалізації компенсатора взаємозв'язків, що усуває конфлікт між регуляторами.

3. Компенсатор взаємозв'язків, реалізований як пропорційна ланка, дозволяє координувати дії регуляторів теплового навантаження і теплотворної здатності, запобігаючи ефекту «гонки регуляторів» при різких змінах витрат або складу газу. Це забезпечує стабільну роботу навіть у перехідних і комбінованих режимах.

4. Обчислювальний експеримент підтвердив ефективність роботи системи у широкому діапазоні режимів. При зміні навантаження від 100 до 40 % та при зміні теплотворної здатності несертифікованого палива витрата димових газів і потужність котла залишаються стабільними. Це демонструє здатність системи до енергетичного балансу й самоналаштування. Запропонована система відповідає критеріям ефективності автоматизованого регулювання: забезпечує

стабільність теплової потужності, економію палива та високу якість спалювання. Показники якості включають повноту згорання, стабільність температури димових газів, відсутність конденсації та відповідність викидів сучасним екологічним нормам.

5. На прикладі компенсації стрибків навантаження показано можливість роботи запропонованої САУ. Як сертифікований газ використовувався природний газ, а як несертифікований – доменний газ, поточна потужність котла 24,69 МВт, що відповідає 75% від номінальної потужності. Регулювання теплотворної здатності такою САУ формувало суміш газів, що забезпечувало необхідне значення поточної потужності котла при компенсації стрибка навантаження в діапазоні від -20% до +10% поточної потужності. Крім того, така АСР дозволяє компенсувати стрибок теплотворної здатності несертифікованого газу, що показано на прикладі компенсації стрибка теплотворної здатності несертифікованого газу з 20,63 МДж/м³ (біогаз) до 4,11 МДж/м³ (доменний газ) у суміші з сертифікованим (природним) газом теплотворною здатністю 37,56 МДж/м³, що забезпечило перерозподіл несертифікованого споживання газу при незмінній постійній поточній потужності котла 24,69 МВт та 18,11 МВт, що відповідає 75 % та 55% від номінальної потужності відповідно.

6. Реалізація системи в середовищі MATLAB/Simulink та побудова математичної моделі з урахуванням передавальних функцій підтвердила її ефективність та гнучкість. Розроблена АСК забезпечує середньоквадратичне відхилення витрати димових газів не більше ніж 2 % та час перехідного процесу до 15 с при збуреннях навантаження ± 10 %, що значно перевищує показники класичних систем регулювання.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить отримані автором нові науково обґрунтовані результати, що дали змогу підвищити енергоефективність роботи парового котла та екологічну безпеку шляхом вдосконалення математичної моделі об'єкта керування тепловою потужністю в динамічних режимах функціонування, розробити метод керування об'ємом димових газів з урахуванням змін теплотворної здатності паливної суміші, а також розробити новий спосіб автоматизованого регулювання теплової потужності і перевірити ефективність запропонованих рішень на основі обчислювального моделювання для забезпечення стабільної потужності та підвищення коефіцієнта корисної дії котла.

1. Проаналізовано проблематику використання вуглеводневих палив змінного складу з нестабільною теплотворною здатністю, яка ускладнює забезпечення нормативних екологічних вимог при спалюванні. Встановлено, що наявні автоматизовані системи керування не гарантують належної якості регулювання за умов випадкової зміни складу палива, що зумовлює потребу в удосконаленні відповідних моделей та методів.

На основі аналізу властивостей горіння таких палив обґрунтовано необхідність нових підходів до моделювання, керування та оцінювання термодинамічних процесів у теплотехнічному обладнанні. У результаті дослідження сформульовано наукову концепцію та визначено завдання щодо створення математичної моделі й розробки методу регулювання теплової потужності котла з урахуванням теплотворної здатності палива та підтримання сталого об'єму димових газів, що спрямовано на підвищення енергоефективності й екологічної безпеки енергетичного обладнання. Зазначені положення є основою сформульованої наукової новизни дослідження.

2. Удосконалена математична модель об'єкта керування з урахуванням нелінійної зміни параметрів паливної суміші дозволяє точно оцінити вплив її складу на динаміку теплових процесів і стабільність роботи парового котла.

Розроблена динамічна математична модель котла, яка враховує теплообмін у конвективних поверхнях нагріву, забезпечує можливість стабілізації потоку димових газів за умов змінної теплотворної здатності спаленого газу. Це реалізовано шляхом збіжного ітераційного процесу визначення енергетичного балансу між поточним складом газоподібного палива та необхідними параметрами теплоносія при фіксованій витраті димових газів. Значення цієї відповідає умовам згоряння сертифікованого вуглеводневого палива за номінального навантаження котла. Застосування умовної-брутто формули пального та рівнянь хімічної рівноваги дозволило створити імітаційну модель, що достовірно відображає утворення продуктів згоряння в умовах змінного складу суміші. Верифікація моделі, проведена на основі порівняння результатів із експериментальними та довідковими даними, підтвердила її достовірність і практичну придатність.

Застосування удосконаленої математичної моделі об'єкта керування тепловою потужністю дозволило здійснити аналіз режимів роботи котла при різних співвідношеннях компонентів паливної суміші, включаючи природний газ, доменний газ та біогаз. На основі моделювання встановлено, що зміна складу пального впливає не лише на об'єм димових газів, а й на адіабатичну температуру горіння та теплові втрати, що є критично важливим для підтримання високої термічної ефективності.

3. Розроблено метод керування об'ємом димових газів при змінному навантаженні котла, що полягає в забезпеченні можливості регулювання температури димових газів, що, в свою чергу, дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії (ККД) котла. Такий підхід забезпечує стабільну роботу котла без порушення теплотехнічного балансу та надає можливість гнучкого керування тепловою потужністю.

Показано, що зміна складу паливної суміші з урахуванням її теплотворної здатності дозволяє контролювати об'єм і температуру димових газів, вирівнювати температурні режими в топці, знижувати теплові втрати з

димовими газами, а отже – підвищувати енергоефективність котельної установки.

Розроблений метод розрахунку теплотворної здатності паливної суміші та визначення параметрів продуктів згоряння забезпечує підтримання термогідравлічної стабільності та високого коефіцієнта корисної дії у широкому діапазоні навантажень. Водночас відсутня потреба в модернізації існуючого обладнання, що є вагомим перевагою запропонованого підходу.

Запропонована технологія дозволяє адаптувати котельне обладнання до роботи в умовах енергетичної невизначеності, зокрема при використанні альтернативних або несертифікованих видів палива.

4. Обґрунтовано, розроблено та досліджено новий спосіб автоматичного регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу в умовах змінного навантаження і варіативного складу вуглеводневого палива. Запропоновано новий підхід до забезпечення сталої витрати димових газів, що базується на динамічному формуванні складу паливної суміші зі змінним співвідношенням сертифікованого й несертифікованого газу. Це дозволяє зберігати енергетичну рівновагу в котлі навіть за будь-якого режиму роботи.

Розроблена структура автоматизованої системи керування включає модулі онлайн-визначення теплотворної здатності палива, вимірювання температурних і динамічних характеристик продуктів згоряння, а також засоби підтримання заданих пропорцій компонентів газової суміші. Усі функціональні елементи об'єднані у багаторівневу систему з каскадною координацією регуляторів.

Результати обчислювального експерименту підтвердили ефективність розробленої системи: збережено сталу витрату димових газів у широкому діапазоні навантажень (від 100 до 40 %), а також забезпечено стабільну теплову потужність за умов зміни теплотворної здатності несертифікованого пального. Найкраща адаптація до нових режимів досягається при оптимальному виборі моменту зміни палива та мінімальному динамічному навантаженні.

Отримані результати засвідчують, що використання запропонованої системи автоматизованого регулювання забезпечує високу якість процесу

спалювання відповідно до визначених показників, а також дозволяє досягти ефективності регулювання за сукупними критеріями: термічною стабільністю, енергоощадністю та екологічною безпекою.

Узагальнення результатів дослідження підтверджує доцільність впровадження створених моделей і методів у промислових умовах, особливо на об'єктах, які працюють з паливами змінного походження або мають обмеження за потужністю. Запропоновані рішення спрямовані на забезпечення технологічної гнучкості, підвищення енергоефективності та досягнення стабільних екологічних показників, що особливо актуально в умовах трансформації енергетичного сектору України в бік стійкого розвитку та декарбонізації. Основні положення дисертаційного дослідження впроваджено в Національному університеті «Одеська політехніка» при підготовці бакалаврів та магістрів за напрямом «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» в Інституті штучного інтелекту та робототехніки (ІШІР) на кафедрі «Програмних і комп'ютерно-інтегрованих технологій» при викладанні наступних дисциплін: Моделювання процесів і систем; Автоматизація виробничих процесів; Оптимальні та адаптивні системи управління; Сучасні системи керування, а також при виконанні д/б робіт № ДР 0122U000566 та № ДР 0123U102484 при особистій участі здобувача в якості співвиконавця.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Wang, Y., Zhang, Y., Guo, Y., Zhou, J., & Chen, P. (2021). Review on the catalytic pyrolysis of waste oil for the production of renewable hydrocarbon fuels. *Fuel*, 283, 119170. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119170>
2. Annisa, R., Santosa, S. A., Faturachman, D., & Wahyudi, A. (2018). Environmental impact assessment of steam cycle and combine cycle power plants using life cycle assessment methodology. In 2018 Conference on Power Engineering and Renewable Energy (ICPERE) (pp. 1–6). IEEE. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICPERE.2018.8739338>
3. You, Z., Li, S., & Wang, D. (2009). Biogas power plants waste heat utilization researches. In 2009 IEEE 6th International Power Electronics and Motion Control Conference (pp. 2478–2481). IEEE. DOI: <https://doi.org/10.1109/IPEMC.2009.5157820>
4. Maksymov, M., Shevchenko, S., Yakovliev, O., & Dovhaliuk, M. (2017). Improvement of the control system over drum boilers for burning combustible artificial gases. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(8(88)), 10 – 16. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.1073586>.
5. Huang, H., Liu, Y., Zhang, J., & Chen, H. (2023). Biomass briquette fuel, boiler types and pollutant emissions of industrial biomass boiler: A review. *Particuology*, 77, 79–90. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.partic.2022.08.016>
6. Beglov, K., Kozlov, O., Kondratenko, Y., Markolenko, T., & Krivda, V. (2023). Automatic control of the boiler heat power based on changing hydrocarbon fuel's calorific value. *Problems of Control and Informatics*, 68(2), 75–92. DOI: <https://doi.org/10.34229/1028-0979-2023-2-6>
7. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Automated boiler control system through regulation of the calorific value of variable-composition fuel. *International Scientific Unity Conference Proceedings, Athens, Greece*, 56–60. DOI:

<https://doi.org/10.70286/ISU-26.02.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/02/Athens_Greece_26.02.25.pdf

8. Максимов, М. В., Марколенко, Т.Д., Беглов, К. В., Брунеткін, О. І., & Кривда, В. І. (2024). Спосіб регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу під час роботи котла на потужності, відмінній від номінальної (Український патент № 127803 С2). Державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій». URL: https://base.uipv.org/searchINV/search.php?doc_num=127803

9. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Improvement of the mathematical model of gaseous fuel combustion in a boiler considering the variable composition of the fuel mixture and its impact on the thermal regime. International Scientific Unity Conference Proceedings, Bucharest, Romania, 248–254. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-12.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Bucharest_Romania_12.03.25.pdf

10. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Synthesis of boiler heat output based on the calorific value of hydrocarbon fuel. Current Trends in Scientific Research Development, Boston, USA, 158–165. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2025/03/CURRENT-TRENDS-IN-SCIENTIFIC-RESEARCH-DEVELOPMENT-13-15.03.25.pdf>

11. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Optimization of the combustion process in gas boilers by regulating the volume of flue gases using alternative fuels. International Scientific Unity Conference Proceedings, Sofia, Bulgaria, 343–348. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-19.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Sofia_Bulgaria_19.03.25.pdf

12. Kryvda, V., Brunetkin, O., Beglov, K., Markolenko, T., & Lutsenko, I. (2024). Method of controlling the volume of combustion products at different boiler loads. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, (1), 100–104. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-1/100>

13. Марколенко, Т. Д., Проданов, Д. Г., Беглов, Я. І. (2025). Управління тепловим навантаженням котла при спалюванні твердих побутових відходів.

Електротехнічні та комп'ютерні системи, 42(118), 43–51. DOI: <https://doi.org/10.15276/eltecs.42.118.2025.5>

14. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Method for reducing greenhouse gas emissions in steam boilers under variable load. *Scientific research: modern challenges and future prospects*, Munich, Germany, 151–156. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2025/03/SCIENTIFIC-RESEARCH-MODERN-CHALLENGES-AND-FUTURE-PROSPECTS-17-19.03.25.pdf>

15. Markolenko, T., & Prodanov, D. (2024). Model of greenhouse gas emission minimization under variable load of a steam boiler. *Інформатика та математичні методи в моделюванні*, 14(4), 284–295. DOI: <https://doi.org/10.15276/imms.v14.no4.284>

16. Бакшанська, Т. Д., Рижиков, Ю. Г., & Тодорцев, Ю. К. (2007). Математична модель процесу горіння природного газу з рециркуляцією продуктів згорання для цілей управління. *Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы*, (2), 44–51. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aaeks_2007_2_9

17. Марколенко, Т. Д. (2017). Нелінійна система автоматичного регулювання процесу спалювання газоподібного палива. У *Матеріали 72-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів* (Ч. II, с. 35–37). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

18. Марколенко, Т. Д., & Бабіч, В. Ф. (2016). Структурна схема системи управління, що реалізує вирішення задачі оптимізації процесу спалювання палива. У *Матеріали 71-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів* (Ч. II, с. 140–142). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

19. Бабіч, В. Ф., & Марколенко, Т. Д. (2015). Моделювання системи автоматичної оптимізації процесу спалювання палива змінного складу. У *Матеріали 70-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів* (Ч. II, с. 97–100). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

20. Марколенко, Т. Д. (2015). Система автоматичного регулювання спалювання природного газу в котлі з рециркуляцією димових газів. У Матеріали 70-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 107–110). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

21. Марколенко, Т. Д. (2014). Математична модель процесу спалювання природного газу. У Матеріали 69-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. III, с. 149–151). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

22. Бакшанська, Т. Д., Рижиков, Ю. Г., & Тодорцев, Ю. К. (2008). Мінімізація токсичності продуктів згорання та втрат теплоти у топкових пристроях з рециркуляцією продуктів згорання на основі узагальненого критерію оптимізації. Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы, (1), 143–149. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aaeks_2008_1_24

23. Трифонова, К. В., Бабіч, В. Ф., & Марколенко, Т. Д. (2016). Оптимізація процесу спалювання палива в парових котлах. У Матеріали 71-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 163–165). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

24. Марколенко, Т. Д. (2014). Оптимізація процесу спалювання палива з використанням визначених критеріїв. У I Міжнародна науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (16–17 квітня 2014 р., с. 49–50). Київ.

25. Марколенко, Т. Д., & Тодорцев, Ю. К. (2013). Аналіз систем регулювання економічності процесу спалювання природного газу. У III Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (17–18 квітня 2013 р., с. 78–79). Київ.

26. Zeldovich, Y. B., Barenblatt, G. I., Librovich, V. B., & Makhviladze, G. M. (2009). *The Mathematical Theory of Combustion and Explosions*. Springer Science & Business Media. URL: <https://www.worldcat.org/title/oclc/316318007>
27. Demirbas, A. (2007). Importance of biomass energy sources for Turkey. *Energy Policy*, 35(9), 4242–4250. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2007.02.004>
28. The Engineering ToolBox. (n.d.). Higher and lower calorific values of common fuels. Retrieved April 22, 2025. URL: https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html
29. Чабанний, В. Я. (Упор.). (2008). Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. Центральньо-Українське видавництво. URL: https://library.kr.ua/wp-content/elib/chabannyi/Chabannyi_Pal_mast_Mater_kn1.pdf
30. Іванишин, В. (Ред.). (2015). Українська нафтогазова енциклопедія. Споллом. URL: <https://spolom.com.ua/ukrainska-naftogazova-entsyklopediia.html>
31. Tawil, E. (2022). *Boiler Basics, Operation and Maintenance*. CED Engineering. URL: <https://www.cedengineering.com/userfiles/M08-009%20-%20Boiler%20Basics%2C%20Operation%20and%20Maintenance%20-%20US.pdf>
32. Murthy, B. N., Sawarkar, A. N., Deshmukh, N. A., Mathew, T., & Joshi, J. B. (2013). Petroleum coke gasification: A review. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 91(3), 377–396. DOI: <https://doi.org/10.1002/cjce.21908>
33. Zhdanok, S. A., & Frolova, A. A. (2003). Filtration combustion of a carbon-inert material system in the regime with superadiabatic heating. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 39(2), 155–160. Retrieved from URL: https://www.researchgate.net/publication/225751260_Filtration_combustion_of_a_carbon-inert_material_system_in_the_regime_with_superadiabatic_heating
34. Di Blasi, C. (2008). Modeling chemical and physical processes of wood and biomass pyrolysis. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(1), 47–90. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.12.001>
35. Heidenreich, S., Müller, M., & Foscolo, P. U. (2016). Advanced biomass gasification: New concepts for efficiency increase and product flexibility. *Progress in*

Energy and Combustion Science, 46, 72–95. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2014.06.002>

36. Huang, H., Song, Y., & Li, Y. (2022). Efficient combustion of low calorific industrial gases. *Energies*, 15(23), 9224. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15238978>

37. Eser, S. (n.d.). Visbreaking Processes. FSC 432: Petroleum Refining. Pennsylvania State University. URL: <https://www.e-education.psu.edu/fsc432/content/visbreaking-processes>

38. Zaitsev, A. S., Taburchinov, R. I., Ozerova, I. P., Pereira, A. O., Jr., & Egorov, R. I. (2020). Allothermal gasification of peat and lignite by a focused light flow. *Applied Sciences*, 10(8), 2640. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10082640>

39. Cui, X., Xu, P., Song, G., Gu, H., Gu, H., Wang, L., & Zhu, H. (2022). PID control of a superheated steam temperature system based on integral gain scheduling. *Energies*, 15(23), 8978. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15238978>

40. Weiland, P. (2010). Production and energetic use of biogas from energy crops and organic waste. *Applied Microbiology and Biotechnology*, 85(4), 849–860. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00253-009-2246-7>

41. Lund, H., Østergaard, P. A., & Mathiesen, B. V. (2020). Smart energy and smart energy systems. *Energy*, 197, 117098. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117098>

42. Olivares, D. E., Mehrizi-Sani, A., Etemadi, A. H., Canizares, C. A., Iravani, R., Kazerani, M., ... Jimenez-Estevez, G. A. (2014). Trends in microgrid control. *IEEE Transactions on Smart Grid*, 5(4), 1905–1919. DOI: <https://doi.org/10.1109/TSG.2013.2295514>

43. Gilman, G. F. (2010). Boiler control systems engineering (2nd ed.). Research Triangle Park, NC: International Society of Automation. ISBN 978-1936007202 URL: <https://www.isa.org/products/boiler-control-systems-engineering-2nd-edition>

44. Skogestad, S. (2003). Simple analytic rules for model reduction and PID controller tuning. *Journal of Process Control*, 13(4), 291–309. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0959-1524\(02\)00062-8](https://doi.org/10.1016/S0959-1524(02)00062-8)

45. Basu, S., & Debnath, A. (2019). Power plant instrumentation and control handbook: A guide to thermal power plants (2nd ed.). Academic Press. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819504-8.00008-1>
46. Szkarowski, A., & Janta-Lipinska, S. (2009). Automatic control of burning quality of solid fuel in industrial heating boilers. *Rocznik Ochrona Środowiska*, 11(1), 241–255. URL: https://www.researchgate.net/publication/297773121_Automatic_Control_of_Burning_Quality_of_Solid_Fuel_in_Industrial_Heating_Boilers
47. Kovrigo, Y. M., Fomenko, B. V., & Stepanets, O. V. (2010). Regulation system of thermal loading of boiler TPP–210A with use of the regulator with internal model. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(10), 4–7. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2010.2897>
48. Stepanets, O. V., & Movchan, A. P. (2011). Control of boiler heat load based on assessment of object model. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(8), 42–45. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2011.1463>
49. Wu, X., Shen, J., Li, Y., & Lee, K. Y. (2014). Data-driven modeling and predictive control for boiler–turbine unit using fuzzy clustering and subspace methods. *ISA Transactions*, 53(3), 699–708. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2013.12.033>
50. Ang, K. H., Chong, G., & Li, Y. (2005). PID control system analysis, design, and technology. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 13(4), 559–576. DOI: <https://doi.org/10.1109/TCST.2005.847331>
51. Blesl, M., & Kessler, A. (2021). Energy efficiency from an energy economic perspective. In *Energy efficiency in industry* Springer : Berlin, Heidelberg, 443–468. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-662-63923-8_9
52. International Energy Agency. (2021). *Energy Efficiency 2021: Analysis and outlook*. URL: <https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-2021>
53. Heinberg, R. (2005). Powerdown: Options and actions for a post-carbon world. *European Business Review*, 17(5). DOI: <https://doi.org/10.1108/EBR-2005-05417EAB.002>

54. Kumar, V., & Bansal, R. C. (2021). Flue gas heat recovery and its potential in industrial applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111095. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111095>

55. Zhang, H., Li, G., & Wang, X. (2021). Optimal control strategy for biomass co-firing boiler considering fuel calorific value variations. *Energy Conversion and Management*, 245, 114569. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114569>

56. Martyniuk, Y. A., & Lisovets, S. M. (2017). Дослідження системи автоматизованого керування котельною установкою. Тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів, 2, 199–200. URL: <https://er.knutd.edu.ua/handle/123456789/8322>

57. Лисюк О.В. (2017). Вдосконалення системи управління теплового навантаження барабанного котла для спалювання горючих штучних газів. *Вісник ХНТУ*, 3(62), 180–185. DOI: [https://doi.org/10.20998/2074-272X.2017.3\(62\).180-185](https://doi.org/10.20998/2074-272X.2017.3(62).180-185)

58. Dobrovolska, T., Lozhechnikov, V., & Maksimova, O. (2016). The Automated Control System of the Burning Fuel Process with a Variable Calorific Capacity for the Refining Industry *Journal of Automation and Information Sciences*, 48, 25–30. DOI: <https://doi.org/10.1615/JAutomatInfScien.v48.i10.30>

59. Brunetkin, O. I., & Gorban, S. O. (2017). Heat transfer optimization of heat exchange surfaces of boiler equipment with decrease in consumption of combustion products. *Proceedings of the Odessa Polytechnic University*, 3(53), 32–36. DOI: <https://doi.org/10.15276/opu.3.53.2017.04>

60. UN website. Solutions/ClimateAction. The Paris Agreement (n.d.). URL: <https://www.un.org/ru/climatechange/paris-agreement#>.

61. Dash, S.K., Chakraborty, S., & Elangovan, D. (2023). A Brief Review of Hydrogen Production Methods and Their Challenges. *Energies*, 16(3), 1141, 1-17. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16031141>

62. Al-Qahtani, A., Parkinson, B., Hellgardt, K., Shah, N., & Guillen-Gosalbez G. (2021). Uncovering the true cost of hydrogen production routes using life cycle

monetization. *Applied Energy*, 281, 115958, 1-12. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115958>

63. Guerra, O.J., Eichman, J., Kurtz, J., & Hodge B.-M. (2019). Cost Competitiveness of Electrolytic Hydrogen. *Joule*. 3, 10, 2425-2443. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joule.2019.07.006>

64. Pelykh, S.N., & Maksimov, M.V. (2013). The method of fuel rearrangement control considering fuel element cladding damage and burnup. *Problems of Atomic Science and Technology*. 87(5), 84-90. URL: <https://vant.kipt.kharkov.ua/TABFRAME.html>

65. Maksimov, M.V., Pelykh, S.N., & Gontar, R.L. (2012) Principles of controlling fuel-element cladding lifetime in variable VVER-1000 loading regimes. *Atomic Energy*. 112(4), 241-249. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10512-012-9552-3>

66. Foshch, T., Maksimov, M., Pelykh, S., & Maksimova, O. (2018) Models and methods for automated control of power change at VVER-1000 nuclear power unit. *Nuclear and Radiation Safety*. 1(77), 24-30. URL: https://www.researchgate.net/publication/326842689_Models_and_methods_for_automated_control_of_power_change_at_VVER-1000_nuclear_power_unit

67. Foshch, T., Machado, J., Portela, F., Maksimov, M., & Maksimova, O. (2017) Comparison of two control programs of the VVER-1000 nuclear power unit using regression data mining models. *Nuclear and Radiation Safety*. 3(75), 11-17. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877050916323195>

68. Soroka, B. S., Pyanykh, K. Ye., & Zgurskyi, V. O. (2022). Mixed Fuel for Household Gas-Powered Appliances as an Option to Replace Natural Gas with Hydrogen. *Science in innovation*. 18(3), 10 – 22. DOI: <https://doi.org/10.15407/scine18.03.010>

69. Xin, Y., Wang, K., Zhang, Y., Zeng, F., He, X., Takyi, S. A., & Tontiwachwuthikul, P. (2021). Numerical Simulation of Combustion of Natural Gas Mixed with Hydrogen in Gas Boilers. *Energies*, 14(21), 6883. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14216883>

70. Сорока, Б.С., Воробйов, М. В., & Бершадський, А.І. (2016). Економія природного газу при його заміні технологічними газами для опалення середньо-та високотемпературних печей. 1. Вплив характеристик низькокалорійних газів на витрати палива в печах. Енерготехнології та ресурсозбереження, 1, 11-22. URL: <http://dspace.nbuu.gov.ua/handle/123456789/131210>

71. Mojica-Cabeza, C. D., García-Sánchez, C. E., Silva-Rodríguez, R., & García-Sánchez, L. (2021). A review of the different boiler efficiency calculation and modeling methodologies. Informador Técnico, 86(1), 53–77. DOI: <https://doi.org/10.23850/22565035.3697>

72. Guyer, J. P. (2012). An introduction to boiler control systems. CED Engineering. URL: <https://www.cedengineering.com/userfiles/An%20Introduction%20to%20Boiler%20Control%20Systems%20R1.pdf>

73. Vries, H., & Levinsky, H. (2019). Flashback, burning velocities and hydrogen admixture: Domestic appliance approval, gas regulation and appliance development. Applied Energy, 259, 114116. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114116>.

74. Demchenko, V.G. (2011). Ways to increase the efficiency of boiler design. Hirnycha Elektromechanika ta Avtomatika, 87, 155-159.

75. Bălănescu, D., & Homutescu, V. (2018). Experimental investigation on performance of a condensing boiler and economic evaluation in real operating conditions. Applied Thermal Engineering, 143, 48-58. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.082>.

76. Sigal, I. Ya., Smikhula, A. V., Marasin, O. V., & Lavrentsov, E. M. (2015). The increasing duration of operation of boiler houses and heat electro power stations above 12 MW in Ukraine. Energy Technologies and Resource Saving (3), 46–53. URL: <https://ouci.dntb.gov.ua/en/works/9JO6aNA7/>

77. Dudynski, M. (2018). Novel oxygen-steam gasification process for high quality gas from biomass. Detritus, 06, 2019(0), 1, 68-76. DOI: <https://doi.org/10.31025/2611-4135/2019.13814>

78. Cai, Y., Wang, G., & Li, D. (2021). Neural network–based intelligent monitoring and control of boiler combustion quality. *ISA Transactions*, 110, 290–300. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2020.10.003>

79. Tan, M., & Chen, W. (2018). Extremum seeking control for boiler combustion optimization. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 26(6), 2150–2158. DOI: <https://doi.org/10.1109/TCST.2017.2750489>

80. Marjanović, A., Đurović, Z., Kvasčev, G., Papić, V., & Krstić, M. (2014). Combustion distribution control using the extremum seeking algorithm. *Journal of Physics: Conference Series*, 570(5), 052001. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/570/5/052001>

81. Dou, Z., & Sun, L. (2012). Design of temperature controller for heating furnace in oil field. *Physics Procedia*, 24, 2083–2088. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.phpro.2012.02.294>

82. Ariyur, K. B., & Krstić, M. (2003). Real-time optimization by extremum-seeking control. Wiley-Interscience. DOI: <https://doi.org/10.1002/0471669784>

83. Pitel', J., Mizáková, J., & Hošovský, A. (2013). Biomass combustion control and stabilization using low-cost sensors. *Advances in Mechanical Engineering*, 2013, Article ID 685157, 1–7. DOI: <https://doi.org/10.1155/2013/685157>

84. Hu, Z., Fang, J., Zheng, R., Li, M., Gao, B., & Zhang, L. (2024). Efficient model predictive control of boiler coal combustion based on NARX neural network. *Journal of Process Control*, 114, 103158. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jprocont.2023.103158>

85. Sridharan, V., & Rajagopal, K. (2020). Optimal control strategies for boiler efficiency improvement: A review. *Applied Energy*, 273, 115283. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115283>

86. Zhang, Y., Wang, F., Chen, L., & Li, D. (2021). Reaction characteristics of NO_x and N₂O in selective non-catalytic reduction by methane, ammonia, and urea in the presence of sodium carbonate and methanol. *Atmosphere*, 12(9), 1175. DOI: <https://doi.org/10.3390/atmos12091175>

87. Qiu, G., Chang, K., Chen, X., & Yan, J. (2021). Impact of oxygen-enriched combustion on pollutant emissions from utility boilers. *Fuel*, 288, 119642. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119642>
88. Li, X., Peng, W., & Huang, H. (2022). Flue gas recirculation in steam boilers: A comprehensive review. *Processes*, 10(2), 395. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr10020395>
89. Righettoni, M., Tricoli, A., & Pratsinis, S. E. (2013). Silicon-based metal oxide nanostructures for gas sensing. *Chemical Society Reviews*, 42(21), 8214–8238. DOI: <https://doi.org/10.1039/c3cs60136j>
90. Völkel, M., & Hammer, F. (2005). CO-e-Regelung mit Miniatur-Sensor eröffnet neue Perspektiven in der Verbrennungstechnik. *Gaswärme International*, 54(3), 174–177.
91. Liu, S., Mei, L., Zhu, Y., Wang, L., Qi, Z., & Li, Q. (2019). High-performance CO sensor based on WO₃ nanowire arrays. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 295, 85–93. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.snb.2019.04.050>
92. Glushko, V. P. (1972). Thermodynamic and thermophysical properties of combustion products (Vol. 1, 266 pp.). Academy of Sciences of the USSR, VINITI. URL: https://ikfia.ysn.ru/wp-content/uploads/2018/01/Glushko_t1_kn1_1978ru.pdf
93. Maksimov, M. V., Brunetkin, A. I., & Bondarenko, A. V. (2013). Model and method for determining conditional formula hydrocarbon fuel combustion. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6(8(66)), 20–27. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2013.18702>
94. Kento, T., et al. (2012). Sensitivity of hazardous air pollutant emissions to the combustion of blends of petroleum diesel and biodiesel fuel. *Atmospheric Environment*, 50, 307–313. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2011.12.007>
95. Alfe, M., et al. (2010). The effect of temperature on soot properties in premixed methane flames. *Combustion and Flame*, 157, 1959–1965. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.02.007>
96. Davydov, V. O., & Bondarenko, A. V. (2013). The method of calculating the combustion temperature of any mixture of hydrocarbon fuel for any excess air. Works

of Odessa Polytechnic University, 3(42), 98–101. URL: <http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/5332>

97. Barbella, R., Ciajolo, A., & D'Anna, A. (1989). The emission of heavy hydrocarbons from a diesel engine and a spray flame. *Fuel*, 68(6), 690–696.

98. Fokion, N., & Dimotakis, P. E. (1998). Non-premixed hydrocarbon ignition at high strain rates. In *Twenty-seventh Symposium (International) on Combustion* (pp. 641–648). The Combustion Institute.

99. Sangiovanni, J. J., & Liscinsky, D. S. (1984). Soot formation characteristics of well-defined spray flames. In *Twentieth Symposium (International) on Combustion* (pp. 1063–1073). The Combustion Institute.

100. Buipham, M., Seshadri, K., & Williams, F. A. (1992). The asymptotic structure of premixed methane–air flames with slow CO oxidation. *Combustion and Flame*, 89(3–4), 343–362. DOI: [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(92\)90017-M](https://doi.org/10.1016/0010-2180(92)90017-M)

101. Shigeyuki, T., Ayala, F., & Keck, J. C. (2003). A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine. *Combustion and Flame*, 133(3), 467–481. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(03\)00198-1](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(03)00198-1)

102. Pashchenko, D. I. (2018). Computational fluid dynamics modeling of the combustion of synthetic fuel formed in thermochemical heat recuperation. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 54(6), 673–680. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0010508218060060>

103. Сорока, Б.С., Шандор, П., Воробйов, М. В., & Карабчиевська, Р. С. (2016). Економія природного газу при його заміні технологічними газами для опалення середньо- та високотемпературних печей. 2. Чисельне визначення витрат, енергетичних та екологічних характеристик використання палива при задаванні його типу та складу. *Енерготехнології та ресурсозбереження*(2), 3–13. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS_2016_2_2

104. Брунеткін, В. О., Давидов, В. О., Тельпіс, Р. Ф., & Жанько, К. О. (2024). Метод мінімізації втрати з димовими газами шляхом управління їх кількістю при змінному навантаженні котла. *Вчені записки ТНУ імені В. І.*

Вернадського. Серія: Технічні науки, 35(1), 111–117. DOI: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.1.1/17>

105. Taler, J., Trojan, M., Dzierwa, P., Kaczmarski, K., Węglowski, B., Taler, D., ... Jaremkiwicz, M. (2023). The flexible boiler operation in a wide range of load changes with considering the strength and environmental restrictions. *Energy*. 263, B, 125745. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125745>

106. Maya L., Restrepo A., Amell Arrieta A.A. (2021). Theoretical and numerical study of the combustion properties of premixed hydrogen/natural gas/air at a sub-atmospheric pressure of 0.849 Bar CT&F - *Ciencia, Tecnología Y Futuro*, 11(2), 39–49. DOI: <https://doi.org/10.29047/01225383.374>

107. Fedorova, N., Azizianesfahani P., Jovicic V., Zbogar-Rasic A., Khan M., Delgado A. (2019). Investigation of the Concepts to Increase the Dew Point Temperature for Thermal Energy Recovery from Flue Gas, Using Aspen. *Energies*. 12. 1585. DOI: <https://doi: 10.3390/en12091585>

108. Bălănescu, D.T., Homutescu, V.M. (2021). Effects of hydrogen-enriched methane combustion on latent heat recovery potential and environmental impact of condensing boilers. *Applied Thermal Engineering*. 197, 117411. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117411>

109. Bezhan, V., & Zhitarenko, V. (2020). Modeling and Analysis of Energy Efficiency Parameters of Medium Pressure Boilers Using a Mixture of Natural and Blast Furnace Gases Taking into Account Air Intakes. *NTU “KhPI” Bulletin: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*, (2), 32-39. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2020.02.05>.

110. Dobrovolskaya, T. S., Maksimov, M. V., Lozhechnikov, V. F., & Bondarenko, A. V. (2014). The mathematical model of non-certified fuel combustion. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(8(68)), 44–51. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.22420>

111. Жданюк, Н. В., & Племянников, М. М. (2022). Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів у виробництві кераміки та скла: Паливо і його характеристики. Розрахунки горіння палива [Електронний ресурс]. Київ: КПІ ім.

Ігоря Сікорського. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/96385dca-cc6a-4c0d-b618-3950db567490/content>

112. Реута, А. В. (2021). Методи оцінки фізико-хімічних властивостей палив: Текст лекції з навчальної дисципліни «Паливно-мастильні матеріали». Харків: Харківський національний університет внутрішніх справ, Кременчуцький льотний коледж. URL: <http://nm2.univd.edu.ua/download/136847>

113. Alemasov, V., & Glushko, V. (1974–1976). Thermodynamic and thermophysical properties of combustion products [Translated by R. Kondor & Ch. Nisenbaum]. Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations. Retrieved from URL: <https://searchworks.stanford.edu/view/892711>

114. Стародуб, А. О., & Бабіч, В. Ф. (2018). Розрахунок статичних характеристик процесу горіння газоподібного палива як об'єкта управління. Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки, 29(68), ч. 2, 60–64.

115. Turns, D. D. (2012). An Introduction to Combustion: Concepts and Applications (3rd ed.). McGraw-Hill Education. URL: <https://www.mheducation.com/highered/product/introduction-combustion-turns-mc-w/>

116. Брунеткін, В. О., Давидов, В. О., & Тарахтій, О. С. (2023). Дослідження термохімічної конверсії органічних речовин з використанням рівноважної моделі. Вісник Херсонського національного технічного університету. Серія: Інженерні науки, 2(85), 9–18. DOI: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2023.2.1>

117. Лысюк А.В., Бондаренко А.В., Максимов М.М., Брунеткин А.И. Модель и метод сжигания в теплоэнергетической установке углеводородного газа переменного состава. Автоматизация технологических та бизнес-процесів, 9(2), 21–27. URL: <https://oaji.net/articles/2017/1004-1503757144.pdf>

118. Maksimov, M. V., Brunetkin, A. I., Maksimenko, A. A., & Lysiuk, A. V. (2018). Mathematical model for determining the composition of a hydrocarbon–oxygenated gas mixture of fuel during combustion. Scientific Proceedings of Tavria

State Agrotechnological University: Technical Sciences, 29(68), 77–84. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/sntuts_2018_29_1%282%29__17

119. Брунеткін, О. І., & Лисюк, О. В. (2017). Визначення складу суміші горючих газів при їх спалюванні. International research and practice conference “Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences” (27–28 December 2017, Radom, Poland), 76–78. Radom Academy of Economics.

120. Di Blasi, C. (2008). Modeling chemical and physical processes of wood and biomass pyrolysis. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(1), 47–90. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.12.001>

121. Brunetkin, O., Maksymov, M.V., Maksymenko, A., & Maksymov, M.M. (2019). Development of the unified model for identification of composition of products from incineration, gasification, and slow pyrolysis, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(6-100), 25-31. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.176422>

122. Anaerobic Digestion Community Website. (n.d.). Biogas composition. Retrieved April 11, 2025, from URL: <https://anaerobic-digestion.com/biogas-and-anaerobic-digestion/biogas-composition/>

123. Chase, M. W., Jr. (1998). NIST–JANAF Thermochemical Tables (4th ed.). National Institute of Standards and Technology. URL: <https://janaf.nist.gov>

124. ChemHelp. (n.d.). Термодинамические характеристики веществ. Retrieved April 12, 2025, from URL: https://chemhelp.ru/handbook/tables/thermodynamic_data/

125. Chen, H., & Liu, Y. (2020). Analysis of flue gas temperature control using low-calorific fuel gas mixing. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 12(6), 061007. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4047482>

126. Zhao, J., Zhang, L., & Wang, T. (2021). Efficiency optimization in industrial boilers through fuel composition adjustment. *Energy Conversion and Management*, 239, 114165. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114165>

127. Li, F., & Huang, R. (2022). Investigation on the impact of blast furnace gas utilization in steam boilers. *Applied Thermal Engineering*, 190, 116870. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116870>
128. Ahmed, M., & Rezaei, N. (2020). Thermodynamic assessment of combined heat and power systems using low-grade fuel gases. *Energy*, 192, 116631. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116631>
129. Kim, S., & Park, J. (2019). Performance analysis of gas-fired boiler systems using mixed fuel gases. *Energy Reports*, 5, 1599–1608. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2019.11.010>
130. Lavrentsov, E., Sigal, I., Smikhula, A., Dombrowska, E., Kernazhytska, O., & Marasin, O. (2019). Досвід розробки, впровадження та модернізації водогрійних котлоагрегатів з двосвітними екранами та щілинними подовими пальниками. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. (3), 17-26. DOI: <https://doi.org/10.33070/etars.3.2019.02>
131. Сігал, І. Я., Сміхула, А. В., Марасін, А. В., Лавренцов, Є. М., & Домбровська Е. П. (2017). Модернізація газових котлів ТЕС, ТЕЦ та котелень відповідно до вимог екологічних директив ЄС. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 4. 61-71. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS_2017_4_12
132. Brunetkin, O., Maksymov, M., Maksymova, O., & Zosymchuk, A. (2017). Development of the method of approximate solution to the nonstationary problem on heat transfer through a flat wall. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 6(5-90), 31-40. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.118930>
133. Brunetkin, O., Maksymov, M., Maksymova, O., & Zosymchuk, A. (2017). Development of a method for approximate solution of nonlinear ordinary differential equations using pendulum motion as an example. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 5(4-89), 4-11. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109569>
134. Patel, R., & Singh, A. (2018). Heat transfer characteristics in economizers of modern boiler systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 1234–1243. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.033>

135. Tang, L., & Gong, Y. (2019). Effect of flue gas recirculation and air staging on boiler efficiency. *Journal of Cleaner Production*, 223, 703–711. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.03.074>

136. Brunetkin, A. I., Maksimenko, A. A., & Lysiuk, O. V. (2018). Усовершенствованная типовая система управления тепловой нагрузкой барабанных котлов. In *Актуальные научные исследования в современном мире: Збірник наукових праць* (Вып. 2(34), ч. 6, с. 163–178). Переяслав-Хмельницький.

137. Maksymov, M. V., Brunetkin, O.I., Lysiuk, O.V., & Tarakhtiy, O. S. (2018). Установка для визначення складу горючого газу в процесі його спалювання (Український патент № 120216). Український інститут інтелектуальної власності (Укрпатент). URL: https://base.uipv.org/searchINV/search.php?doc_num=120216

ДОДАТОК А

Характеристики різних видів горючих газів природного та штучного походження

Таблиця А.1

Характеристики різних видів горючих газів природного походження

Параметри/ вид газу	Природний газ	Сланцевий газ	Газ факельних викидів	Шахтний метан (закриті шахти)	Шахтний метан (шахти в експлуатації)
Склад, % (об'ємні частки)					
CH ₄	88.35	14 – 17	66 – 84	68.6 – 76	31.5 – 43.8
C ₂ H ₆	5.26	–	2 – 14	–	–
C ₃ H ₈	2.29	–	5 – 12	–	–
<i>i</i> -C ₄ H ₁₀	0.19	–	1 – 5	–	–
<i>n</i> -C ₄ H ₁₀	0.33	–	1 – 5	–	–
<i>i</i> -, <i>n</i> -C ₅ H ₁₂	0.09	–	0.5 – 1.5	–	–
<i>i</i> -, <i>n</i> -C ₆ H ₁₄	0.05	–	0.2 – 0.5	–	–
C _n H _m	–	4 – 5	–	0.9 – 2.6	0.4 – 0.5
H ₂	–	25 – 40	–	–	–
N ₂	1.96	22 – 25	0.1 – 2.0	10.7 – 18.9	31.7 – 43.9
CO	–	10 – 20	–	–	–
CO ₂	1.48	10 – 20	0.1 – 2.6	10.6 – 11.3	2.2 – 31.7
O ₂	–	–	–	0.1 – 0.5	5.8 – 9.8
Густина газу, кг/м ³	0.782	0.74 – 0.93	0.94 – 1.17	–	–
Нижча теплота згоряння, МДж/м ³	35.5	8.4 – 9.2	41.83 – 55.81	28.89 – 34.33	12.9 – 18.9
Температу ра полум'я, °C	2100	2000	–	–	–

Таблиця А.2

Характеристики різних видів горючих газів штучного походження

Вид газу	Група	Склад, % (об'ємні частки)	Густина, кг/м ³	Нижча теплота згоряння, МДж/м ³	Жарова продуктивність, °С
Коксовий газ з кам'яного вугілля	I	H ₂ – 58; CH ₄ – 25; C _n H _m – 2; CO – 7; CO ₂ – 3; O ₂ – 0.2; N ₂ – 4	–	18	2090
Коксовий газ зі сланців	I	H ₂ – 38.6; CH ₄ – 23.7; C _n H _m – 5.7; CO – 10.9; CO ₂ – 18.8; O ₂ – 0.3; N ₂ – 2	–	20.1	2100
Генераторний парокисневий газ	I	H ₂ – 59.1; CH ₄ – 9.85; C _n H _m – 1.027; CO – 21.2; CO ₂ – 1.9; O ₂ – 0.3; N ₂ – 2.25	–	13.7	2150
Генераторний водяний газ	I	H ₂ – 48; CH ₄ – 0.5; C _n H _m – 38.5; CO ₂ – 6; O ₂ – 0.2; N ₂ – 6.4	–	10.5	2180
Генераторний пароповітряний газ	II	H ₂ – 13; CH ₄ – 2; C _n H _m – 0.3; CO – 30; CO ₂ – 5; O ₂ – 0.2; N ₂ – 50.4	–	6.1	1720
Доменний газ	II	H ₂ – 2.7; CH ₄ – 0.3; CO – 28; CO ₂ – 10.5; N ₂ – 58.5	–	3.9	1470
Газ підземної газифікації бурого вугілля	III	H ₂ – 18; CH ₄ – 1; CO – 8; N ₂ – 71.2	–	3.6	1200
Газ перегонки нафти	I	CH ₄ – 20.7; C ₂ H ₆ – 16.1; C ₃ H ₈ – 36.1; <i>i</i> -C ₄ H ₁₀ – 5.9; <i>n</i> -C ₄ H ₁₀ – 14.6; <i>i</i> -, <i>n</i> -C ₆ H ₁₄ – 6.3; H ₂ – 0.3	1.726	80.43	–
Газ каталітичного крекінгу	I	CH ₄ – 6.9; C ₂ H ₆ – 2.2; C ₃ H ₈ – 0.7; <i>i</i> -C ₄ H ₁₀ – 0.1; <i>n</i> -C ₄ H ₁₀ – 0.3; <i>i</i> -, <i>n</i> -C ₆ H ₁₄ – 0.2; H ₂ – 89.6	0.178	13.96	–
Газ візбрекінгу	I	CH ₄ – 51.5; C ₂ H ₆ – 23.6; C ₃ H ₈ – 12.5; <i>i</i> -C ₄ H ₁₀ – 0.8; <i>n</i> -C ₄ H ₁₀ – 4.1; <i>i</i> -, <i>n</i> -C ₆ H ₁₄ – 2; H ₂ – 5.5	1.065	51.23	–
Газ піролізу деревини	III	H ₂ – 3–17; CH ₄ – 0.2–3.5; C _n H _m – 0.2–0.7; CO – 8–29; CO ₂ – 2.3–16; O ₂ – 0.1–1.5; N ₂ – 44–55	–	2.2–6.9	835–1350
Біогаз	III	CH ₄ – 55–75; CO ₂ – 25–45; H ₂ – 1–2; H ₂ S – 1–3	0.7–1.2	2.1–4.4	935–1450

ДОДАТОК Б

Документи про впровадження результатів дослідження



ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи
 Марколенко Тетяни Дмитрівни
 представленої на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю
 151 – Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

Надана довідка затверджує, що матеріали дисертаційного дослідження Марколенко Т.Д. «Модель і метод регулювання теплової потужності котла при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива для підвищення ефективності» використовуються Національним університетом «Одеська політехніка» при підготовці бакалаврів та магістрів за напрямом «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» в Інституті штучного інтелекту та робототехніки (ІШІР) на кафедрі «Програмних і комп'ютерно-інтегрованих технологій» при викладанні наступних дисциплін:

- Моделювання процесів і систем;
- Автоматизація виробничих процесів;
- Оптимальні та адаптивні системи управління;
- Сучасні системи керування.

Довідка надана у зв'язку з захистом дисертації.

Перший проректор



Сергій НЕСТЕРЕНКО

Вик. Давидов В.О.
 тел. 705-83-71



ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи
 Марколенко Тетяни Дмитрівни
 представленої на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю
 151 – Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

Надана довідка затверджує, що дисертаційне дослідження Марколенко Т.Д. «Модель і метод регулювання теплової потужності котла при зміні теплотворної здатності вуглеводного палива для підвищення ефективності» виконане відповідно до планів, затверджених Міністерством освіти і науки України, і є складовою частиною держбюджетних НДР за темами: «Підвищення ефективності комп'ютерно-інтегрованих систем управління (КІСУ) за рахунок моделювання нелінійних високоенергетичних динамічних процесів», НДР № 235-47 (№0123U102484) і «Розробка моделі та методу математичного забезпечення автоматизованих систем керування, які використовують паливо змінного складу для зменшення енергоємності виробництва», НДР № 206-47 (№ 0122U000566).

Довідка надана у зв'язку з захистом дисертації.

Проректор

Вик. Давидов В.О.
 тел. 705-83-71



Дмитро ДМИТРИШИН

ДОДАТОК В
Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Beglov, K., Kozlov, O., Kondratenko, Y., Markolenko, T., & Krivda, V. (2023). Automatic control of the boiler heat power based on changing hydrocarbon fuel's calorific value. *Problems of Control and Informatics*, 68(2), 75–92. DOI: <https://doi.org/10.34229/1028-0979-2023-2-6> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «А»)

2. Kryvda, V., Brunetkin, O., Beglov, K., Markolenko, T., & Lutsenko, I. (2024). Method of controlling the volume of combustion products at different boiler loads. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (1), 100–104. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-1/100> (SCOPUS)

3. Markolenko T., Prodanov D. (2024). Model of greenhouse gas emission minimization under variable load of a steam boiler. *Інформатика та математичні методи в моделюванні*. 2024; Том 14, № 14: 284 – 295. DOI: <https://doi.org/10.15276/imms.v14.no4.284>

4. Марколенко, Т. Д., Проданов, Д. Г., Беглов, Я. І. (2025). Управління тепловим навантаженням котла при спалюванні твердих побутових відходів. *Електротехнічні та комп'ютерні системи*, 42(118), 43–51. DOI: <https://doi.org/10.15276/eltecs.42.118.2025.5>

5. Бакшанська, Т. Д.*, Рижиков, Ю. Г., & Тодорцев, Ю. К. (2007). Математична модель процесу горіння природного газу з рециркуляцією продуктів згорання для цілей управління. *Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы*, (2), 44–51. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aacks_2007_2_9

6. Бакшанська, Т. Д.*, Рижиков, Ю. Г., & Тодорцев, Ю. К. (2008). Мінімізація токсичності продуктів згорання та втрат теплоти у топкових пристроях з рециркуляцією продуктів згорання на основі узагальненого критерію оптимізації. *Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы*, (1), 143–149. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aacks_2008_1_24

7. Спосіб регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю газу під час роботи котла на потужності, відмінній від номінальної: пат. України № 127803; заявл. 17.01.2022; опубл.03.01.2024. Бюл.№1.

* (У поданих публікаціях авторка опублікована під прізвищем Бакшанська Т.Д., яке згодом було змінено на Марколенко Т.Д.).

Опубліковані праці апробаційного характеру:

8. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Automated boiler control system through regulation of the calorific value of variable-composition fuel. *International Scientific Unity Conference Proceedings, Athens, Greece*, 56–60. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-26.02.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/02/Athens_Greece_26.02.25.pdf

9. Markolenko T., & Tingayev, Ye. (2025). Improvement of the mathematical model of gaseous fuel combustion in a boiler considering the variable composition of the fuel mixture and its impact on the thermal regime. *International Scientific Unity Conference Proceedings, Bucharest, Romania*, 248–254. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-12.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Bucharest_Romania_12.03.25.pdf

10. Markolenko T., & Tingayev, Ye. (2025). Synthesis of boiler heat output based on the calorific value of hydrocarbon fuel. *Current Trends in Scientific Research Development, Boston, USA*, 158–165. URL: <https://sci-conf.com.ua/viii-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-current-trends-in-scientific-research-development-13-15-03-2025-boston-ssha-arhiv/>.

11. Markolenko T., Tingayev Ye. (2025). Method for reducing greenhouse gas emissions in steam boilers under variable load. *Scientific research: modern challenges and future prospects, Munich, Germany*, 151–156. URL: <https://sci-conf.com.ua/viii-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-scientific-research-modern-challenges-and-future-prospects-17-19-03-2025-myunhen-nimechchina-arhiv/>.

12. Markolenko, T., & Tingayev, Ye. (2025). Optimization of the combustion process in gas boilers by regulating the volume of flue gases using alternative fuels.

International Scientific Unity Conference Proceedings, Sofia, Bulgaria, 343–348. DOI: <https://doi.org/10.70286/ISU-19.03.2025> URL: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2025/03/Sofia_Bulgaria_19.03.25.pdf

13. Марколенко, Т. Д. (2017). Нелінійна система автоматичного регулювання процесу спалювання газоподібного палива. У Матеріали 72-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 35–37). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

14. Марколенко, Т. Д., & Бабіч, В. Ф. (2016). Структурна схема системи управління, що реалізує вирішення задачі оптимізації процесу спалювання палива. У Матеріали 71-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 140–142). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

15. Трифонова, К. В., Бабіч, В. Ф., & Марколенко, Т. Д. (2016). Оптимізація процесу спалювання палива в парових котлах. У Матеріали 71-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 163–165). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

16. Бабіч, В. Ф., & Марколенко, Т. Д. (2015). Моделювання системи автоматичної оптимізації процесу спалювання палива змінного складу. У Матеріали 70-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 97–100). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

17. Марколенко, Т. Д. (2015). Система автоматичного регулювання спалювання природного газу в котлі з рециркуляцією димових газів. У Матеріали 70-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. II, с. 107–110). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

18. Марколенко, Т. Д. (2014). Математична модель процесу спалювання природного газу. У Матеріали 69-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів та студентів (Ч. III, с. 149–151). Одеса: ОНАЗ ім. О. С. Попова.

19. Марколенко, Т. Д. (2014). Оптимізація процесу спалювання палива з використанням визначених критеріїв. У I Міжнародна науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (16–17 квітня 2014 р., с. 49–50). Київ.

20. Марколенко, Т. Д., & Тодорцев, Ю. К. (2013). Аналіз систем регулювання економічності процесу спалювання природного газу. У III Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» (17–18 квітня 2013 р., с. 78–79). Київ.